

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Diplomová práce

3D numerický výpočet proudění v kompletním stupni

experimentální parní turbíny T1MW

vliv geometrie a proudových parametrů na účinnost

3D Digital Computation Fluxion in Full Quadratic

Experimental Steam Turbine T1MW and Influence Steering -

swivel Geometry Turbojet Parameter on Operation

Student:

Bc. Zdeněk Šmída

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zdeněk Šmída**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: 3D numerický výpočet proudění v kompletním stupni experimentální
parní turbíny T1MW a vliv geometrie proudových parametrů na
účinnost.
3D Digital Computation Fluxion in Full Quadratic Experimental Steam
Turbine T1MW and Influence Steering-swivel Geometry Turbojet
Parameter on Operation.

Zásady pro vypracování:

V rámci vypracování zadané diplomové práce postupujte podle následujících kroků:

- Vypracujte 3D numerický výpočet stupně VT5 Ledvice pro proudové parametry a otáčky odpovídající maximální účinnosti.
- Vypracujte 3D numerický výpočet stupně VT5 Ledvice pro proudové parametry a otáčky odpovídající maximální účinnosti + modelování vlivu tření disku turbíny na účinnost stupně.
- Porovnejte vypočítané hodnoty (tlaky, teploty, průtoky, reakce, účinnosti atd.) s dostupnými experimentálními daty.
- Analyzujte dostupné vztahy pro ztrátu třením disků v páře a jejich korekce na základě vypočtených hodnot.

Seznam doporučené odborné literatury:

Ščeglajev A. V.: Parní turbíny, SNTL Praha, 1983.
Brich J., Bednář L.: Program 4PP1 pro snímání a zpracování dat měření charakteristik turbínového stupně na pokusné turbíně 1MW, Technická zpráva Škoda, TZTP 0631, 1993.
Hoznedl M., Bednář L., Polák M., Sedlák K., Míczán M.: Snímání a zpracování dat naměřených na pětistupňové turbíně T10MW – provedení VT Temelín, Výzkumná zpráva Škoda, VZTP 1063, 2012.

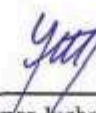
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

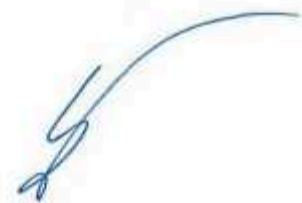
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19. 5. 2014



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19. 5. 2014



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Zdeněk Šmída

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Břeclav, Křivá 24, 690 06

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠMÍDA, Z. *3D numerický výpočet proudění v kompletním stupni experimentální parní turbíny TIMW vliv geometrie a proudových parametrů na účinnost*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 135 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá problematikou modelování proudění páry kompletním turbínovým stupněm. V úvodu je prezentován souhrn informací o společnosti Doosan Škoda Power. Další kapitoly se věnují rozdělení parních turbín a jejich pracovnímu procesu. Poslední kapitola teoretické části se zabývá teorií proudění. Praktická část se věnuje návrhu geometrie inverzního modelu páry v Autodesk Inventoru, tvorbě výpočetní sítě v ANSYS Meshing a 3D numerickému výpočtu turbínového stupně v ANSYS Fluent 13.0. Je také sledován vliv tření páry o disk rotoru na účinnost turbíny. Výsledky jsou graficky i číselně vyhodnoceny. Tyto výstupy jsou na závěr aplikovány do vzorců pro výpočet ventilačního výkonu, kde jedinou neznámou je konstanta, která se volí v určitém intervalu a snahou diplomové práce je tuto konstantu zpřesnit.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, ANSYS, Fluent, numerický výpočet, turbínový stupeň, třecí výkon

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŠMÍDA, Z. *3D Digital Computation Fluxion in Full Quadratic Experimental Steam Turbine TIMW and Influence Steering - swivel Geometry Turbojet Parameter on Operation*: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2014, 135 p. Supervisor: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

This master thesis deals with the modeling of the complete flow of steam turbine stage. The introduction presents a summary of information about the company Doosan Škoda Power. Next chapters are devoted to the distribution of steam turbines and their working process. Last chapter of theory deals with the theory of flow. The practical part is focused on the design geometry inverse model steam round blades in Autodesk Inventor, design of mesh in ANSYS Meshing and 3D numerical calculation of the turbine stage in ANSYS Fluent 13.0. It also studied the influence of friction steam of the rotor disk on the turbine efficiency. The results are graphically and numerically evaluated. These outputs are ultimately applied in the formula for calculating friction loss, where the only unknown is a constant that is selected in a specific interval and effort to of the master thesis is this constant to specify.

KEYWORDS

Steam turbine, ANSYS, Fluent, Numerical calculation, Turbine stage, Friction loss

Obsah

Seznam symbolů, veličin a zkratk	16
Značení veličin a jednotky	16
Zkratky	21
0. Úvod	22
1. Doosan Škoda Power	24
1.1 Historie	24
1.2 Výzkum a vývoj	25
2. Teorie parních turbín	26
2.1 Energetické stroje	26
2.2 Parní turbíny	26
2.3 Historie parních turbín	26
2.4 Členění parních turbín	29
2.4.1 Podle tlaku admisní páry	29
2.4.2 Podle typu lopatkování	29
2.4.3 Podle parametrů admisní páry	29
2.4.4 Podle využití emisní páry	29
2.4.5 Podle počtu stupňů	30
2.4.6 Podle převládajícího směru proudění páry	30
2.4.7 Podle způsobu odběrů páry	30
2.4.8 Podle počtu těles turbíny	30
2.4.9 Podle mobility turbíny	30
2.5 Princip práce parních turbín	31
2.6 Analýze transformace energie axiální parní turbíny	33
2.6.1 Průběh tlaků v axiálním stupni	33
2.6.2 Průběh rychlostí v axiálním stupni	33
2.6.3 Rychlostní trojúhelníky v axiálním stupni	34
2.6.4 Optimalizace rychlostí a úhlů	35
2.6.5 Eulerova rovnice	35
2.7 Typy lopatkování turbíny	39
2.7.1 Stupeň reakce	39
2.7.2 Přetlakový (reakční) stupeň	40
2.7.3 Rovnotlaký (akční) stupeň	43

Obsah

2.7.4	Curtisovo kolo	45
2.7.5	Závěr a porovnání lopatkování	47
3.	Teorie turbulentního proudění	48
3.1	Úvod k proudění	48
3.2	Reynoldsovo číslo	49
3.3	Vlastnosti turbulentního proudění	49
3.3.1	Náhodný pohyb	49
3.3.2	Tečné napětí	49
3.3.3	Turbulentní viskozita	50
3.3.4	Difuzní charakter turbulence	50
3.4	Turbulentní proudění	50
3.4.1	Klasifikace turbulentního proudění na základě časových měřítek	51
3.4.2	(Rychlost) disipace	52
3.4.3	Kolmogorovovo měřítko	52
3.4.4	Dělení turbulentních vírů	53
3.5	Techniky modelování turbulentního proudění	53
3.5.1	Metoda přímé numerické simulace DNS	54
3.5.2	Metoda velkých vírů LES	54
3.5.3	Metoda časového (Reynoldsova) středování RANS	54
3.5.4	Porovnání matematických metod modelování turbulence	54
3.6	Rovnice pro výpočet turbulentního proudění	55
3.6.1	Reynoldsova pravidla	56
3.6.2	Stavová rovnice	57
3.6.3	Rovnice kontinuity	57
3.6.4	Energetická rovnice	58
3.6.5	Navier Stockesova rovnice	58
3.6.6	Reynoldsova napětí	59
3.6.7	Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě	59
3.7	Nejpoužívanější modely turbulence v Doosan Škoda Power	60
3.7.1	Turbulentní model Spalart – Allmaras	61
3.7.2	Turbulentní model Standard K – ε	61
3.7.3	Turbulentní model RNG K – ε	61
3.7.4	Turbulentní model SST, K – ω	61
3.8	Závěr teorie proudění	61

Obsah

4.	3D numerický výpočet stupně VT5 Ledvice pro proudové parametry a otáčky odpovídající maximální účinnosti.....	62
4.1	Úvod praktické části diplomové práce	62
4.2	Zdroje diplomové práce	62
4.3	Tvorba geometrie objemu páry v mezilopatkovém kanálu.....	63
4.3.1	Geometrie obehmu páry ve vstupním konfuzoru a rozváděcí lopatce	63
4.3.2	Geometrie páry kolem oběžné lopatky	65
4.3.3	Geometrie páry ve výstupním kanále	67
4.3.4	Sestava výsledného inverzního modelu.....	68
4.4	Úprava geometrie v ANSYS	69
4.4.1	ANSYS Workbench 13.0	69
4.4.2	DesignModeler	69
4.4.3	Proces úpravy geometrie	70
4.5	Tvorba výpočetní sítě.....	72
4.5.1	ANSYS Meshing	72
4.5.2	Příprava na síťování.....	72
4.5.3	Tvorba výpočetní sítě	74
4.5.4	Topologie a přednastavení ploch pro okrajové podmínky	79
4.6	ANSYS Fluent – nastavení okrajových podmínek	80
4.6.1	ANSYS Fluent 13.0.....	80
4.6.2	General	80
4.6.3	Models	81
4.6.4	Materials	81
4.6.5	Cell Zone Conditions.....	82
4.6.6	Boundary Conditions.....	83
4.6.7	Reference Values	85
4.6.8	Solution Methods.....	86
4.6.9	Solution Controls.....	87
4.6.10	Monitors	87
4.6.11	Solution Inicialization	87
4.6.12	Calculation Activities	88
4.6.13	Run Calculation	88
4.7	ANSYS Fluent – postup výpočtu	88

Obsah

4.8	Výsledky numerického výpočtu pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti	92
4.8.1	Monitory hmotnostního toku páry	92
4.8.2	3D pohled na kontury statického tlaku	94
4.8.3	3D pohled na kontury celkového tlaku	94
4.8.4	3D pohled na kontury statické teploty	95
4.8.5	Podélný řez v polovině kanálu a kontury Machova čísla	95
4.8.6	Detailní pohled na kontury velikosti rychlosti	96
4.8.7	Vektory absolutní rychlosti v řezu kanálu	96
4.8.8	Vektory relativní rychlosti v řezu kanálu	97
4.8.9	Točivý moment vyvolaný tlakovou silou	97
5.	Modelování vlivu tření disku turbíny na účinnost stupně	98
5.1	Tvorba geometrie objemu páry v mezilopatkovém kanále	98
5.2	Úprava geometrie v ANSYS	99
5.3	Tvorba výpočetní sítě	100
5.4	ANSYS Fluent – nastavení okrajových podmínek	101
5.5	ANSYS Fluent – postup výpočtu	102
5.6	Nemožnost dosažení konvergence	103
5.7	Přibližná hodnota točivého momentu vyvozeného tlakovou silou	103
5.8	Volba a zdůvodnění zvolené hodnoty točivého momentu	105
5.9	Přibližné výsledky numerického výpočtu pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti a vliv tření disků na účinnost	105
5.9.1	3D pohled na kontury statického tlaku	106
5.9.2	3D pohled na kontury celkového tlaku	106
5.9.3	Příčný řez středem kanálu a vektory absolutní a relativní rychlosti	107
5.9.4	Absolutní rychlost a intenzita turbulence v kapsách kolem disku	108
6.	Porovnání vypočtených hodnot s experimentálními daty	109
6.1	Porovnání výpočtů s experimenty	109
6.2	Účinnost z teplot experimentální turbíny při vypočtených proudových parametrech vlivu bez disku	110
6.3	Účinnost z teplot experimentální turbíny při vypočtených proudových parametrech s vlivem disku	110
7.	Analýza dostupných vztahů pro ztrátu třením disků v páře a jejich korekce na základě spočítaných hodnot.	111

Obsah

7.1	Ztráta třením jednověncového kola - J. Bečvář	111
7.1.1	Rozvaha ztrátového výkonu	111
7.1.2	Výpočet ztrátového výkonu.....	113
7.1.3	Obvodová rychlost.....	113
7.1.4	Analýza měrného objemu páry za koncovým stupněm.....	113
7.1.5	Výpočet měrného objemu páry za koncovým stupněm	114
7.1.6	Zpřesnění konstanty dle J. Bečváře	114
7.2	Ztráta třením jednověncového kola - A. V. Ščeglajev	114
7.2.1	Poměrná velikost mezery	115
7.2.2	Analýza Reynoldsova čísla.....	115
7.2.3	Výpočet upřesňované konstanty	116
7.3	Ztráta třením jednověncového kola - Výzkumná zpráva	117
7.3.1	Zpřesnění konstanty dle Výzkumné zprávy	117
7.4	Ztráta třením jednověncového kola - Technická zpráva	118
7.4.1	Statický tlak na výstupu ze stupně.....	118
7.4.2	Statická teplota na vstupu do stupně	118
7.4.3	Statická teplota na výstupu ze stupně.....	119
7.4.4	Zpřesnění konstanty dle Technické zprávy	119
7.5	Porovnání upřesněných konstant pro jednotlivé výpočetní vztahy.....	119
8.	Hodnoty konstant a dalších parametrů při změně otáček rotoru.....	120
8.1	Předběžný numerický výpočet	120
8.2	Finální numerický výpočet.....	121
8.3	Výsledky finálního numerického výpočtu	122
8.3.1	Diagram závislosti „ M_k “ vyvozeného tlakovou silou na otáčkách	123
8.3.2	Diagram závislosti hmotnostního průtoku RL na otáčkách rotoru.....	124
8.3.3	Diagram závislosti třecího výkonu na otáčkách rotoru	124
8.3.4	Diagram závislosti výkonu na lopatkách na otáčkách rotoru.....	125
8.3.5	Hodnoty zpřesňovaných konstant pro různé otáčky rotoru	126
9.	Závěr	129
10.	Seznam použité literatury.....	132
11.	Seznam příloh.....	135

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1-1: Emil Škoda [1]	24
Obrázek 1-2: Parní turbína 1000 MW [1]	24
Obrázek 1-3: Vývoj loga Doosan Škoda Power [1]	25
Obrázek 2-1: Aeolipile od Herona Alexandrijského [6]	26
Obrázek 2-2: První praktické užití parní „turbíny“ [6]	27
Obrázek 2-3: Lavalova impulsní turbína a detail oběžného kola a dýz[8]	27
Obrázek 2-4 První instalace Parsonsovy turbíny v roce 1887 [9]	27
Obrázek 2-5 Parní turbína systému Rateau [10]	28
Obrázek 2-6 Aurel Stodola (1859 - 1942) a jeho nejslavnější dílo [12]	28
Obrázek 2-7 Izoentropická a skutečná expanze páry na přetlakově lopatkováné turbíně [Vlastní zpracování]	32
Obrázek 2-8 Stupeň axiální parní turbíny, průběh tlaků [4]	33
Obrázek 2-9 Rovinná lopatková mříž rovnotlakého stupně axiální parní turbíny[4]	34
Obrázek 2-10 Rychlostní trojúhelníky rovnotlakého stupně axiální parní turbíny [4]	34
Obrázek 2-11 Rychlostní trojúhelníky rovnotlakého stupně axiální parní turbíny [4]	37
Obrázek 2-12 Pochod v h-s diagramu [4]	39
Obrázek 2-13 Válcový řez přetlakového stupně a průběh tlaků a rychlostí [20]	40
Obrázek 2-14 Rychlostí trojúhelníky, h - s diagram a řez přetlakovými lopatkami [4]	41
Obrázek 2-16 h - s diagram expanze páry v přetlakovém stupni [Vlastní zpracování]	41
Obrázek 2-15 Přetlakové lopatky [21]	41
Obrázek 2-18 Rychlostí trojúhelníky, h - s diagram, a řez rovnotlakými lopatkami [4]	43
Obrázek 2-17 Válcový řez rovnotlakého stupně a průběh tlaků a rychlostí [20]	43
Obrázek 2-19 h - s diagram expanze páry v rovnotlakém stupni [Vlastní zpracování]	44
Obrázek 2-20 Válcový řez Curtisova stupně [4]	45
Obrázek 2-21 h - s diagram expanze páry C - kole [Vlastní zpracování]	45
Obrázek 2-22 Rovinná lopatková mříž a rychlostní trojúhelníky Curtisova stupně [4]	46
Obrázek 2-23 Závislost účinnosti stupňů s různým druhem lopatkování k poměru obvodové rychlosti ke vstupní absolutní rychlosti do rotoru [20]	47
Obrázek 3-1 Mezní vrstva a její podvrstvy [24]	48
Obrázek 3-2 Závislost rychlosti na čase u plně vyvinutého turbulentního proudění [24]	50
Obrázek 3-3 Porovnání makro a mikroměřítko turbulentních vírů v logaritmických a dekadických souřadnicích [24]	52
Obrázek 3-4 Vývoj turbulentního proudění na křídle [25]	53

Seznam obrázků

Obrázek 3-5 Blokové schéma jednotlivých metod matematického modelování turbulentního proudění [23].....	53
Obrázek 3-6 Matematické metody modelování turbulentního proudění [24]	55
Obrázek 3-7 Fluktuace (nepravidelný pohyb) a časově středovaná část [24]	56
Obrázek 3-8 Deformační účinky Reynoldsových turbulentních napětí [24].....	58
Obrázek 3-9 Analogie Boussinsquovy hypotézy [24]	59
Obrázek 3-10 Blokové schéma matematických modelů turbulence [24]	60
Obrázek 4-1 Izometrický pohled na modely Rozváděcí a Oběžné lopatky [Vlastní zpracování]	62
Obrázek 4-2 Izometrický pohled na modely rozváděcí a oběžné lopatky bez radiusu [Vlastní zpracování].....	63
Obrázek 4-3 Úprava Rozváděcí lopatky [Vlastní zpracování]	64
Obrázek 4-4 Výřez vstupního konfuzoru [Vlastní zpracování].....	64
Obrázek 4-5 Porovnání monoblokové geometrie VK + RL se segmentovou geometrií [Vlastní zpracování].....	65
Obrázek 4-6 Vytváření tvaru hledané geometrie pomocí funkce "Rotace" [Vlastní zpracování]	65
Obrázek 4-7 Odstraňování přebytečného materiálu a geometrie objemu páry kolem OL [Vlastní zpracování].....	66
Obrázek 4-8 Multibloková geometrie objemu páry obtékající oběhovou lopatku [Vlastní zpracování].....	66
Obrázek 4-9 Kompletní objem páry ve výstupním kanálu a vyřezání hledané výseče Výstupního kanálu [Vlastní zpracování]	67
Obrázek 4-10 Výsledná geometrie objemu páry ve výstupním kanálu [Vlastní zpracování] ..	67
Obrázek 4-11 Geometrie mezilopatkového kanálu s implementovanými lopatkami [Vlastní zpracování].....	68
Obrázek 4-12 Isometrický pohled na multiblokovou geometrii mezilopatkového kanálu zadaného turbínového stupně [Vlastní zpracování].....	68
Obrázek 4-13 ANSYS Workbench 13.0 [Vlastní zpracování]	69
Obrázek 4-14 Prostředí DesignModeler s importovanou geometrií [Vlastní zpracování]	69
Obrázek 4-15 Chyba při importu a správné názvosloví jednotlivých částí geometrie [Vlastní zpracování].....	70
Obrázek 4-16 Příklad zastřešujícího partu VK+RL s konformním prostředím [Vlastní zpracování].....	71
Obrázek 4-17 Nastavení materiálu Solid/Fluid [Vlastní zpracování].....	71

Seznam obrázků

Obrázek 4-18 Úvodní obrazovka ANSYS Meshing [Vlastní zpracování]	72
Obrázek 4-19 Virtuální topologie a vyčištění geometrie [Vlastní zpracování]	73
Obrázek 4-20 Nastavení rotačního souřadnicového systému [Vlastní zpracování]	73
Obrázek 4-21 Podmínka periodicity [Vlastní zpracování]	74
Obrázek 4-22 Hrubá výpočetní síť s histogramem šikmosti buněk [Vlastní zpracování]	74
Obrázek 4-23 Zjemnění hrubé výpočetní sítě [Vlastní zpracování]	75
Obrázek 4-24 Nastavení Sizing [Vlastní zpracování]	75
Obrázek 4-26 Kostra výpočetní sítě [Vlastní zpracování]	76
Obrázek 4-25 Nastavení metody [Vlastní zpracování]	76
Obrázek 4-27 Výsledná výpočetní síť [Vlastní zpracování]	77
Obrázek 4-28 Výpočetní síť u nátokové hrany rozváděcí lopatky [Vlastní zpracování]	77
Obrázek 4-29 Výpočetní síť na rozhraní RL – OL [Vlastní zpracování]	78
Obrázek 4-30 Výpočetní síť na rozhraní OL - VystK [Vlastní zpracování]	78
Obrázek 4-31 Histogram kvality sítě s parametrem Skewness / šikmost [Vlastní zpracování]	79
Obrázek 4-32 Named selections na geometrii [Vlastní zpracování]	79
Obrázek 4-33 Úvodní obrazovka prostředí ANSYS Fluent [Vlastní zpracování]	80
Obrázek 4-34 Smysl rotace ANSYS Fluent [29]	82
Obrázek 4-35 Okrajové podmínky v partu referenční zóny OL [Vlastní zpracování]	83
Obrázek 4-36 Hranice periodicity [Vlastní zpracování]	84
Obrázek 4-37 Relativně nastavené stěny mezilopatkového kanálu [Vlastní zpracování]	85
Obrázek 4-38 Referenční hodnoty [Vlastní zpracování]	85
Obrázek 4-39 První dosažení konvergence [Vlastní zpracování]	90
Obrázek 4-40 Zbytková rezidua zkonvergovaného výpočtu [Vlastní zpracování]	91
Obrázek 4-41 Monitor hmotnostního toku přehřáté vodní páry na vstupu do mezilopatkového kanálu [Vlastní zpracování]	92
Obrázek 4-42 Monitor hmotnostního toku přehřáté vodní páry na výstupu z mezilopatkového kanálu [Vlastní zpracování]	93
Obrázek 4-43 Kontury statického tlaku [Vlastní zpracování]	94
Obrázek 4-44 Kontury celkového tlaku [Vlastní zpracování]	94
Obrázek 4-45 Kontury statické teploty [Vlastní zpracování]	95
Obrázek 4-46 Kontury Machova čísla [Vlastní zpracování]	95
Obrázek 4-47 Kontury velikosti rychlosti [Vlastní zpracování]	96
Obrázek 4-48 Vektory absolutní rychlosti [Vlastní zpracování]	96
Obrázek 4-49 Vektory relativní rychlosti [Vlastní zpracování]	97

Seznam obrázků

Obrázek 4-50 Výsledná točivý moment vyvozený tlakovou silou v mezilopatkovém kanále bez disku [Vlastní zpracování]	97
Obrázek 5-1 Monobloková a multibloková geometrie kapes páry kolem výseče disku rotoru [Vlastní zpracování].....	98
Obrázek 5-2 Finální geometrie objemu páry v mezilopatkovém kanálu i s kapsami páry kolem výseče rotorového disku [Vlastní zpracování].....	99
Obrázek 5-3 Finální geometrie v DesignModeleru [Vlastní zpracování].....	99
Obrázek 5-4 Kostra výpočetní sítě [Vlastní zpracování].....	100
Obrázek 5-5 Histogram kvality sítě s parametrem Šikmosti [Vlastní zpracování]	101
Obrázek 5-6 Hodnoty zbytkových reziduí před dosažením divergence [Vlastní zpracování]	103
Obrázek 5-7 3D Pohled na kontury statického tlaku v mezilopatkovém kanále s parou obtékající disk rotoru [Vlastní zpracování]	106
Obrázek 5-8 3D Pohled na kontury celkového tlaku v mezilopatkovém kanále s parou obtékající disk rotoru [Vlastní zpracování]	106
Obrázek 5-9 Vektory absolutní a relativní rychlosti v příčném řezu mezilopatkovým kanálem [Vlastní zpracování].....	107
Obrázek 5-10 velikost absolutní rychlosti a intenzita turbulence v kapsách kolem disku rotoru [Vlastní zpracování].....	108
Obrázek 7-1 Hustota páry na výstupu ze stupně [Vlastní zpracování].....	113
Obrázek 7-2 Průměrná Tloušťka mezery mezi Oběžným kolem a statorem[16]	115
Obrázek 7-3 Statický tlak na výstupu ze stupně [Vlastní zpracování]	118
Obrázek 7-4 Statická teplota na vstupu do stupně [Vlastní zpracování]	118
Obrázek 7-5 Statická teplota na výstupu ze stupně [Vlastní zpracování].....	119
Obrázek 8-1 Závislost výkonu na lopatkách a na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]	121
Obrázek 8-2 Diagram závislosti točivého momentu vyvozeného tlakovou silou na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]	123
Obrázek 8-3 Diagram závislosti hmotnostního průtoku rozváděcí lopatkou na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování].....	124
Obrázek 8-4 Diagram závislosti třecího výkonu na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]....	124
Obrázek 8-5 Diagram závislosti výkonu na lopatkách na otáčkách [Vlastní zpracování]	125
Obrázek 8-6 Konstanta dle Bečváře [Vlastní zpracování].....	126
Obrázek 8-7 Konstanta dle Ščeglajajeva [Vlastní zpracování]	127
Obrázek 8-8 Konstanta dle Výzkumné zprávy [Vlastní zpracování]	127
Obrázek 8-9 Konstanta dle Technické zprávy [Vlastní zpracování]	128

SEZNAM TABULEK

Tabulka 4-1 Rozčlenění geometrie [Vlastní zpracování]	70
Tabulka 4-2 Výpočetní čas vygenerování sítě [Vlastní zpracování]	76
Tabulka 4-3 Stabilizace numerického výpočtu [Vlastní zpracování]	89
Tabulka 4-4 Zvyšování Courantova čísla vzhledem k iteracím [Vlastní zpracování]	89
Tabulka 4-5 Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence [Vlastní zpracování]	91
Tabulka 5-1 Výpočetní čas vygenerování sítě [Vlastní zpracování]	100
Tabulka 5-2 První fáze stabilizace numerického výpočtu varianty mezilopatkového kanálu s diskem [Vlastní zpracování]	102
Tabulka 5-3 Odhad růstu hodnoty točivého momentu při výpočtu [Vlastní zpracování]	104
Tabulka 5-4 Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence [Vlastní zpracování]	104
Tabulka 6-1 Porovnání vypočtených hodnot s experimentálními daty [Vlastní zpracování]	109
Tabulka 7-1 Porovnání točivých momentů vyvozených tlakovou silou pro jednu Oběhovou lopatku [Vlastní zpracování]	112
Tabulka 7-2 Tabulka porovnání hodnot upřesněné konstanty s intervaly jejich volby při výpočtu pro otáčky rovny maximální účinnosti turbíny [Vlastní tvorba]	119
Tabulka 8-1 Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence [Vlastní zpracování]	120
Tabulka 8-2 Výpočetní čas finálního numerického výpočtu [Vlastní zpracování]	121
Tabulka 8-3 Tabulka vypočtených hodnot finálního numerického výpočtu [Vlastní zpracování]	122
Tabulka 8-4 Zpřesňované konstanty při různých otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]	126

Seznam symbolů, veličin a zkratk

Značení veličin a jednotky

Značka	Veličina	Jednotka
A	Práce	J
CLF	Courantovo číslo	-
D	Průměr	m
D_b	Průměr nadbandážových břitů OL	m
$D_{p,OL}$	Patní průměr OL	m
$D_{p,RL}$	Patní průměr RL	m
F	Síla	N
G_{RL}	Hmotnostní tok v rozváděcí lopatce	$kg \cdot s^{-1}$
M	Moment síly	$N \cdot m$
M_{H_2O}	Molární hmotnost vody	$kg \cdot kmol^{-1}$
M_k	Točivý moment vyvolaný tlakovou silou	$N \cdot m$
N_{NL}	Výkon na lopatkách	W
N_v	Ventilační výkon	W
P	Výkon	W
R	Universální molární plynová konstanta	$J \cdot kmol^{-1} \cdot K^{-1}$
Re	Reynoldsovo číslo	-
Re_{krit}	Kritické Reynoldsovo číslo	-
S_{1R}	Průřez kanálu na vstupu do rotoru	m^2
S_{2R}	Průřez kanálu na výstupu z rotoru	m^2
T	Teplota	K
T_a	Admisní teplota	K
$T_{e,ize}$	Izoentropická emisní teplota	K
T_v	Časové měřítko molekulární difuze	s
T_t	Časové měřítko	s
T_{1R}	Teplota na vstupu do rotoru	K
$T_{2R,ize}$	Izoentropická teplota na výstupu z rotoru	K

Seznam symbolů a zkratk

Značka	Veličina	Jednotka
Z_t	Ztrátový výkon	W
a	Měrná práce pro jeden kilogram pracovní látky	$J \cdot kg^{-1}$
$a_{c,ize}$	Izoentropická měrné práce	$J \cdot kg^{-1}$
a_t	Měrná technická práce	$J \cdot kg^{-1}$
$a_{t,ize}$	Izoentropická technická práce	$J \cdot kg^{-1}$
a_{zvuk}	Rychlost zvuku	$m \cdot s^{-1}$
c_{RL}	Tětiva RL na středu	m
c_1	Absolutní rychlost na vstupu do rotoru	$m \cdot s^{-1}$
c_2	Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$m \cdot s^{-1}$
c_{2s}	Absolutní rychlost na výstupu ze statoru	$m \cdot s^{-1}$
c_{1u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru	$m \cdot s^{-1}$
c_{2u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru	$m \cdot s^{-1}$
c'	Absolutní rychlost na vstupu do statoru	$m \cdot s^{-1}$
d	Vnitřní průměr potrubí	m
$d_{H,0}$	Hydraulický průměr značící rozměr největšího možného víru na vstupu do kanálu	m
$d_{H,2}$	Hydraulický průměr značící rozměr největšího možného víru na výstupu z kanálu	m
h	Entalpie	$J \cdot kg^{-1}$
h_a	Admisní entalpie	$J \cdot kg^{-1}$
h_e	Emisní entalpie	$J \cdot kg^{-1}$
$h_{e,ize}$	Izoentropická emisní entalpie	$J \cdot kg^{-1}$
h_0	Entalpie páry na vstupu do mezilopatkového kanálu	$J \cdot kg^{-1}$
i_T	Intenzita turbulence	$\%$
k	Upřesňovaná konstanta	-
k_τ	Třecí součinitel	-
k_{tur}	Turbulentní kinetická energie	$m^2 \cdot s^{-2}$
l_v	Délka ventilující části OL	m

Seznam symbolů a zkratk

Značka	Veličina	Jednotka
l	Délkový rozměr (geometrické makroměřítko)	m
l_{OL}	Délka OL	m
l_{RL}	Délka RL	m
m	Hmotnost	kg
\dot{m}_{pary}	Skutečný průtok páry v mezilopatkovém kanále	$kg \cdot s^{-1}$
$\overline{\dot{m}_{pary}}$	Průměrná hodnota skutečného průtoku páry v mezilopatkovém kanále	$kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_0	Hmotnostní tok páry na vstupu do mezilopatkového kanálu	$kg \cdot s^{-1}$
$\dot{m}_{0,skut}$	Skutečný naměřený průtok páry	$kg \cdot s^{-1}$
$\dot{m}_{0,1/50}$	1/50 hmotnostního toku páry na vstupu do mezilopatkového kanálu	$kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_2	Hmotnostní tok páry na výstupu z mezilop. kanálu	$kg \cdot s^{-1}$
$\dot{m}_{2,1/58}$	1/58 hmotnostního toku páry na výstupu mezilop. kanálu	$kg \cdot s^{-1}$
n	Otáčky rotoru	s^{-1}
p	tlak	Pa
p_{hyb}	Hybnost	$kg \cdot m \cdot s^{-1}$
p_0	Statický tlak na vstupu do stupně	Pa
$p_{0,supersonic}$	Iniciační tlak na vstupu do stupně	Pa
p_{1R}	Tlak na vstupu do rotoru	Pa
p_2	Statický tlak na výstupu ze stupně	Pa
$p_{2R,ize}$	Izoentropický tlak na výstupu z rotoru	Pa
r	Stupeň reakce	-
r_{H_2O}	Specifická plynová konstanta pro vodu	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
r_{OP}	Patrní reakce	%
$r_{Oš}$	Špičková reakce	%
r_2	Patní poloměr OL	m
r_2	Patní poloměr OL	m
s	Průměrná šířka mezery mezi OK a statorem	m

Seznam symbolů a zkratk

Značka	Veličina	Jednotka
s_b	Vůle v nadbandážové ucpávce	m
u	Obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
t_0	Statická teplota na vstupu do stupně	K
t_2	Statická teplota na výstupu ze stupně	K
t_{RL}	Rozteč RL na středu	m
v	Měrný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_m	Měrný objem páry za koncovým stupněm	$m^3 \cdot kg^{-1}$
w	Relativní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
$w_{k,s}$	Střední rychlost v potrubí	$m \cdot s^{-1}$
w_k	Rychlost proudění tekutiny (rychlostní měřítko)	$m \cdot s^{-1}$
w_1	Relativní rychlost na vstupu do rotoru.	$m \cdot s^{-1}$
w_2	Relativní rychlost na výstupu z rotoru	$m \cdot s^{-1}$
w_∞	Rychlost volného proudu	$m \cdot s^{-1}$
x_k	Vzdálenost od náběžné hrany	m
z_{OL}	Počet lopatek OK	-
z_{RL}	Počet lopatek RK	-
Δc_u	Rozdíl obvodových složek absolutních rychlostí	$m \cdot s^{-1}$
Δh	Skutečný entalpický spád	$J \cdot kg^{-1}$
Δh_{ize}	Izoentropický entalpický spád	$J \cdot kg^{-1}$
Δh_R	Entalpický spád v rotoru	$J \cdot kg^{-1}$
Δh_{RC}	Celkový entalpický spád v rotoru	$J \cdot kg^{-1}$
$\Delta h_{R,ize}$	Izoentropický entalpický spád rotoru	$J \cdot kg^{-1}$
Δh_S	Entalpický spád ve statoru	$J \cdot kg^{-1}$
Δh_{SC}	Celkový entalpický spád ve statoru	$J \cdot kg^{-1}$
$\Delta h_{S,ize}$	Izoentropický entalpický spád statoru	$J \cdot kg^{-1}$
$\Delta h_{ST,ize}$	Izoentropický entalpický spád stupně	$J \cdot kg^{-1}$
$\Delta h_{ST,C,ize,max}$	Celkový maximální entalpický spád ve stupni	$J \cdot kg^{-1}$

Seznam symbolů a zkratk

Značka	Veličina	Jednotka
ΔM_k	Ztrátový točivý moment	$N \cdot m$
ΔP_τ	Třecí výkon	W
ε	(Rychlost) disipace	$m^2 \cdot s^{-3}$
η	Kolmogorovovo délkové mikroměřítko	m
$\eta_{dyn,visk}$	Dynamická viskozita	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
η_{TV}	Účinnost z teplot	-
η_{TD}	Termodynamická účinnost	-
κ	Poissonova konstanta	-
ν	Kinematická viskozita	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_0	Hustota páry na vstupu do mezilopatkového kanálu	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_2	Hustota páry na výstupu ze stupně	$kg \cdot m^{-3}$
τ	Čas	s
ω	Úhlová rychlost	$rad \cdot s^{-1}$
$\zeta' \cdot \psi'$	Korelační moment	-

Zkratky

Zkratka	Význam
CFD	(Computational fluid dynamics) Výpočty dynamiky tekutin
CLF	Courant - Fridrichs Levi) Courantovo číslo
DNS	(Direct Numerical Simulation) Metoda přímé numerické simulace
EES	(Engineering Equation Solver) Software pro technické výpočty
LES	(Lagre Eddy Simulation) Metoda velkých vírů
MFR	(Moving Frame Rotation) Rotace geometrie
NT	Nízkotlaká turbína
OL	Oběhová lopatka
RANS	(Reynolds Averaged Navier Stokes equations) Metoda časového středování
RL	Rozváděcí lopatka
RNG	(Re-Normalisation Group)
SST	(Shear stress transport) Reynoldsova smyková napětí
ST	Středotlaká turbína
T1MW	Označení experimentální turbíny
VK	Vstupní konfuzor
VT	Vysokotlaká trubína
VVER	Vodo – vodní energetický reaktor
VystK	Výstupní kanál
2D	Dvourozměrný
3D	Trojrozměrný

0. Úvod

Diplomová práce se bude zabývat prouděním páry turbínovým stupněm, což je velmi složitá vědní disciplína, která není ani v současné době zcela objasněna. Dříve byly tyto úlohy počítány velmi komplikovanými výpočetními metodami, které však mnohdy nebyly vůbec řešitelné. Tyto výpočty se daly nahradit praktickými experimenty, které byly však mnohem náročnější a to jak z hlediska ekonomického, ale i časového. Pokrok v této oblasti přinesl rozvoj výpočetní techniky, se kterou se otevřely nové možnosti pro numerické simulace proudových polí. Vznikla tak nová vědní disciplína, která se nazývá CFD. Je však třeba také dodat, že numerické výpočty nemohou nahradit reálné experimenty na skutečných strojích, ať už z hlediska nutných konstrukčních zjednodušení na geometriích, nedokonalostí výpočetní sítě či matematických chyb vyskytujících se ve výpočtu. Nicméně poskytují velmi dobrou představu o tom, jak se chová proudící médium nebo možnost snadného porovnání různých druhů simulací.

Práce bude zpracována ve spolupráci s výzkumným a vývojovým oddělením společnosti Doosan Škoda Power a jejím cílem je objasnit čtenáři proces 3D numerického výpočtu stupně parní turbíny od vytvoření základní geometrie inverzního modelu až po analýzu výsledků. Ověřuje výsledky měření pracovního procesu experimentální jednostupňové parní turbíny T1MW, v níž je měřený stupeň odpovídající stupni VT 5 v Elektrárně Ledvice 660 MW. Práce bude postavena na praktických experimentech, které již byly provedeny v laboratoři Doosan Škoda Power v Plzni. Snahou bude ověřit tyto experimenty a případné rozdíly ve výsledcích zdůvodnit. Dále bude třeba provést korekci vztahů pro výpočet ztrátového neboli třetího výkonu.

První kapitola teoretické části se bude zabývat historií a současností společnosti Doosan Škoda Power a jejímu vývojovému oddělení, pro které je diplomová práce zpracovávána.

Druhá kapitola se bude věnovat teorii parních turbín a to z hlediska popisu zařízení, rozdělení, historie, ale především se zřetelem k jejich pracovnímu procesu, s důrazem na transformaci energie v jednotlivých typech lopatkování turbínových stupňů.

Poslední kapitola teoretické části práce bude poskytovat informace o teorii turbulentního proudění. Bude se snažit definovat a odvodit některé základní rovnice tohoto nestacionárního a komplikovaného procesu. Dále budou popsány jednotlivé modely turbulence používané k numerickým výpočtům proudění např. v programu ANSYS Fluent.

Úvod

Praktická část diplomové práce bude mít dva základní oddíly. První část se bude věnovat 3D numerickému výpočtu výseče mezilopatkového kanálu kompletního stupně experimentální parní turbíny T1MW. Druhá část bude popisovat numerický výpočet téhož kanálu, avšak geometrie bude obohacena o část výseče rotorového disku, která poslouží k hodnocení ztrát třením vlivem víření páry kolem disku.

Obě kapitoly se budou skládat z postupu vytvoření geometrie, výpočetní sítě, nastavení okrajových podmínek, numerického výpočtu a analýzy výsledků.

Z obou výpočtů bude získán točivý moment vyvozený tlakovou silou. Rozdíl momentů je tzv. ztrátový moment, který se použije k výpočtu ztrátového neboli třecího výkonu. Existuje celá řada výpočetních vztahů pro určení ztrátového, třecího neboli ventilačního výkonu. Některé z těchto vzorců jsou 20 až 30 let staré, proto je snahou této práce tyto vztahy aktualizovat a provést korekci konstant, které už nemusejí být aktuální vzhledem k vývoji v konstrukci lopatkování parních turbín.

Poslední kapitola bude obsahovat tabulku, ve které se uvede porovnání některých důležitých vypočtených parametrů s experimentálními daty získanými měřeními a také zhodnocení případných rozdílů.

Jak se všechny tyto kroky povedly uskutečnit, a především s jakým výsledkem bude vyhodnoceno v závěru, viz kapitola 9.

1. Doosan Škoda Power

1.1 Historie

Diplomová práce je psána ve spolupráci se společností Doosan Škoda Power, proto je na úvod potřeba napsat několik vět o historii této společnosti.

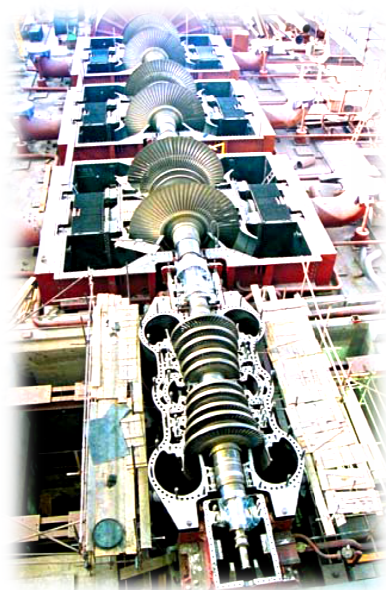
Počátek firmy Škoda spadá do roku 1859, kdy založil hrabě Valdštejn v Plzni pobočku svých sléváren a strojíren. V roce 1866 nastoupil do továrny Emil Škoda jako hlavní inženýr a o tři roky později v roce 1869 ji odkoupil. První turbína byla ve Škodových závodech vyrobena v roce 1904. Jednalo se o rovnotlakou parní turbínu systému Rateau o výkonu 550 kW. Vlastního designu se Škodovy turbíny dočkaly v roce 1911. Vývoji a produkci nových strojů pomohl rozvoj energetiky a průmyslu v období první republiky. O kvalitě výroby svědčí např. dvě tří - tělesové kondenzační parní turbíny o jednotkovém výkonu 23 MW s přihříváním páry, které byly instalovány v elektrárně Třebovice. Tyto stroje byly v provozu až do roku 1960.



Obrázek 1-1: Emil Škoda [1]

V období 2. světové války byly Škodovy závody využívány pro vojenské účely Třetí říše a při náletu v dubnu roku 1945 bylo přes 70 % továrny zničeno.

V období komunismu byl podnik zestátněn, avšak výroba a vývoj nových turbín neustaly. V roce 1969 byla postavena nová turbínová hala, impozantních rozměrů, která dovolila koncentrovat výrobu společně s výzkumem do jedné lokality. Velkým úspěchem byla série dvaceti osmi parních turbín o výkonu 220 MW. Tyto stroje byly použity pro výrobu elektřiny v jaderných elektrárnách s tlakovodními reaktory typu VVER a první byla vyrobena v roce 1975. Dalším důležitým mezníkem byla čtyř - tělesová kondenzační parní turbína o výkonu 500 MW vyrobena v roce 1976.



Obrázek 1-2: Parní turbína 1000 MW [1]

V roce 1991 byla zkonstruována parní turbína o výkonu 1000 MW na výstupní sytou páru pro jaderné elektrárny. V tomto roce bylo též obohaceno spektrum výrobků o průmyslové vysokootáčkové turbíny. S nástupem demokracie však začalo období privatizací syndikátu Škoda.

V roce 1993 vzniklo několik dceřiných společností a jednou z nich byla Škoda Turbíny. Nicméně následné slučování dceřiných společností v roce 1998 vedlo k přejmenování na Škodu Energo. Tento název však vydržel pouze do roku 2004, kdy se název společnosti změnil na Škodu Power. Za další dva roky, tedy v roce 2006, proběhla transformace Škoda Power s.r.o. na akciovou společnost. Nicméně ani vývoj po technologické stránce neustal. V roce 2007 byla vyrobena parní turbína pro nadkritický blok v Elektrárně Ledvice o výkonu 660 MW. Další důležitý krok nastal v roce 2009, kdy se Škoda Power stala dceřinou společností koncernu Doosan Heavy Industries and Construction. V roce 2011 byly zrekonstruovány budovy a zařízení v experimentálních laboratořích. V roce 2012 došlo k prozatím poslednímu důležitému kroku a to přejmenování společnosti na Doosan Škoda Power. [1], [2]



Obrázek 1-3: Vývoj loga Doosan Škoda Power [1]

1.2 Výzkum a vývoj

Společnost Doosan Škoda Power má své vlastní oddělení výzkumu a vývoje, které je zaměřeno zejména na zlepšování účinnosti přeměny energie, což je důležitý krok k úspoře paliva a ochraně životního prostředí. Kromě vývoje vlastního designu parních turbín se Doosan věnuje výzkumu kogeneračních jednotek, chladících zařízení a tepelných cyklů využívající jako palivo komunální odpady a biomasu. [1]

2. Teorie parních turbín

2.1 Energetické stroje

Energetické stroje jsou zařízení, která slouží k transformaci či úpravě energie nebo jejich nositelů. Dělí se: [3]

- **Primární stroje** (spalovací motory, větrné turbíny) přeměňují primární zdroje energie na ušlechtlejší formu energie.
- **Sekundární stroje** (parní turbíny, kompresory, čerpadla) přeměňují již transformovanou formu energie na jiný druh energie.
- **Terciární stroje** (měniče, transformátory, výměníky) modifikují parametry téhož druhu energie.

2.2 Parní turbíny

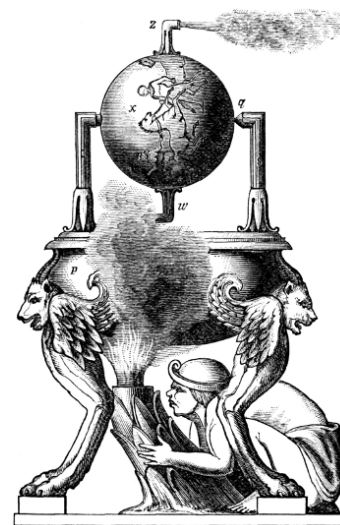
Parní turbíny jsou sekundární energetické stroje, ve kterých dochází ke změně entalpie páry na kinetickou energii páry, a jejímž částečným zbrzděním na lopatkách rotoru se získá mechanická energie rotoru turbíny.

Na rozdíl od parních strojů, které mají velké rozměry, pracují s nízkými otáčkami a malou účinností, jsou parní turbíny neporovnatelně efektivnější a dynamičtější zařízení mající vysokou účinnost a velký výkon. [4], [5]

2.3 Historie parních turbín

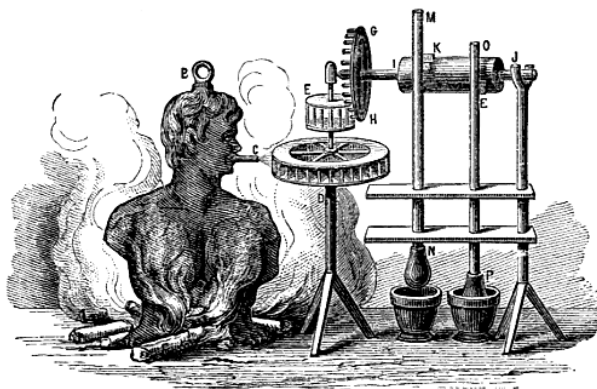
V této podkapitole bude uvedeno několik významných vynálezů, které vedly k vývoji parních turbín, tak jak je známe v současnosti.

Heron Alexandrijský, známý starověký matematik a vynálezce, se proslavil především zavedením tzv. *Heronova vzorce*, pro výpočet obsahu trojúhelníku. Nicméně zde je zmíněn kvůli vynálezu „Aeolipile“. Pára se generuje zahříváním vody v kotli. Tato pára pak odchází trubkami do duté sféry. Uvnitř sféry jsou v trubkách otvory, ze kterých pára uniká do prostoru. K rotaci dochází vlivem reakčního účinku vodní páry vystupující z trysek umístěných radiálně na obvodu sféry. Tento parní stroj neměl v té době žádný praktický význam a byl představen pouze jako kuriozita.[6]



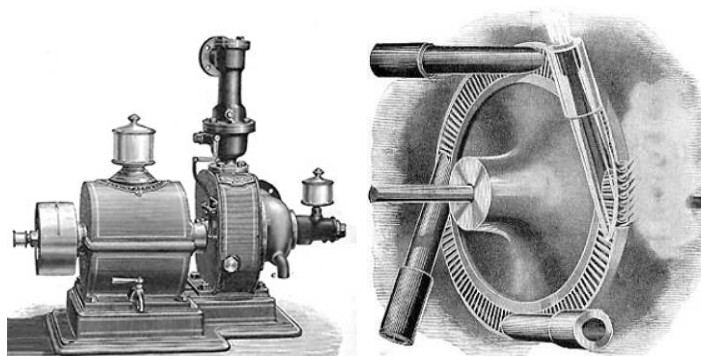
Obrázek 2-1: Aeolipile od Herona Alexandrijského [6]

První praktické použití parní turbíny bylo v roce 1629. Giovanni Branca z italského města Loretto zkonstruoval zařízení využívající proud páry k roztočení stroje připomínající turbínu, který je následně použit k pohonu tlukadel. [6]



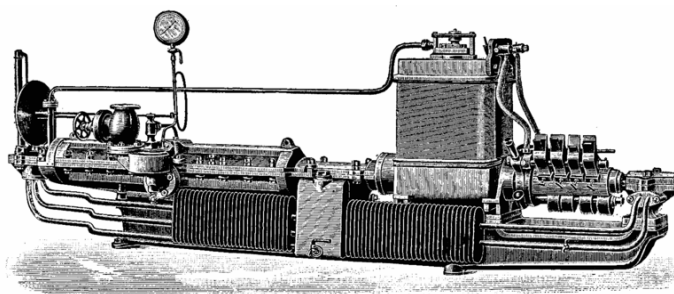
Obrázek 2-2: První praktické užití parní „turbíny“ [6]

V roce 1882 představil Gustav de Laval svou koncepci impulsní parní turbíny, kterou v roce 1887 zkonstruoval. Dalšího zlomu dosáhl v roce 1890, kdy vyvinul trysku (Lavalovu dýzu), ve které je možno dosáhnout nadzvukové rychlosti. U impulsní turbíny tedy nebyl stěžejní tlak páry, ale tzv. živá síla, resp. kinetická energie páry. Jednalo se o jednostupňovou rovnotlakou vysokootáčkovou parní turbínu. [5], [7]



Obrázek 2-3: Lavalova impulsní turbína a detail oběžného kola a dýzy[8]

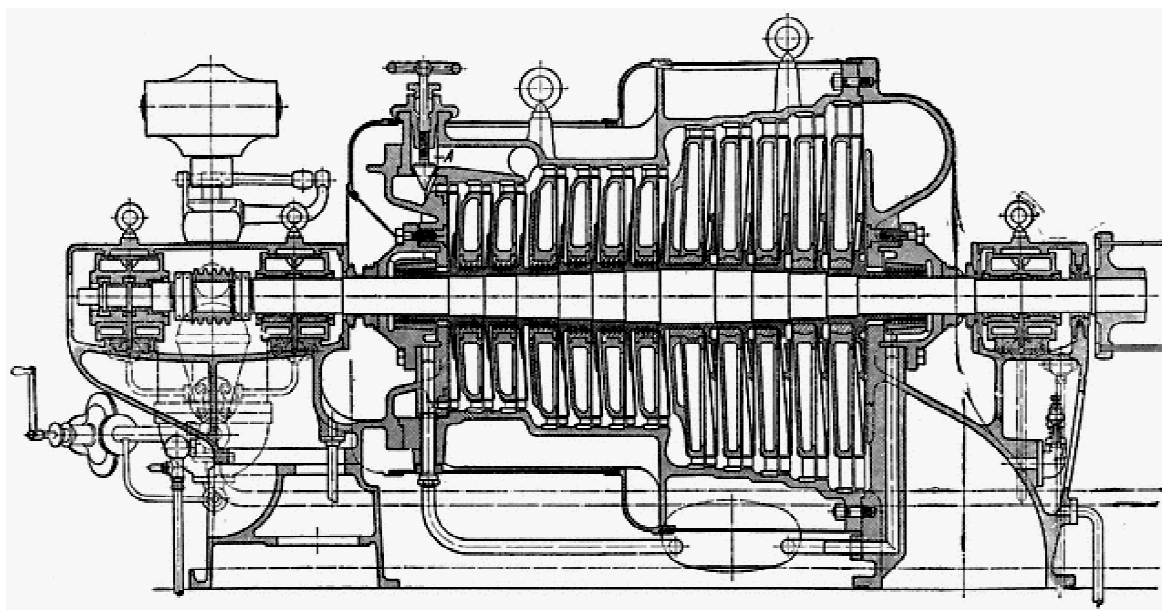
V roce 1884 vynalezl irský vynálezce Charles Parsons přetlakovou parní turbínu, ke které připojil redukční převodovku k pohánění lodního pohonu a nechal ji nainstalovat na loď Turbinia, která díky ní překonala několik rychlostních rekordů té doby. K expanzi páry docházelo postupně v několika stupních. [5], [9]



Obrázek 2-4 První instalace Parsonsovy turbíny v roce 1887 [9]

Teorie parních turbín

V roce 1889 vyvinul, francouzský vynálezce prof. Auguste Rateau, vícestupňovou rovnotlakou impulsní parní turbínu, která byla také základem pro turbíny ŠKODA. [5]



Obrázek 2-5 Parní turbína systému Rateau [10]

Na počátku 20. století vydal, původem slovenský technik a fyzik Aurel Stodola dílo *Die Dampfturbinen und ihre Aussichten als Wärmekraftmaschinen* což v překladu znamená *Parní turbíny a jejich perspektiva jako tepelné motory*. Jedná se o soupis veškerých poznatků o parních turbínách v té době. Aurelovi se také někdy říká „Otec parních turbín“. [5], [11]



Obrázek 2-6 Aurel Stodola (1859 - 1942) a jeho nejslavnější dílo [12]

2.4 Členění parních turbín

Parní turbíny se dají dělit podle mnoha hledisek a parametrů. V následující podkapitole bude uveden ucelený souhrn způsobů dělení. [4], [13], [14], [15]

2.4.1 Podle tlaku admisní páry

Podle tlaku admisní neboli vstupní páry se dělí turbíny:

- **Nízkotlaké** – pro tlaky menší než 2,5 MPa.
- **Středotlaké** – pro tlaky 2,5 až 6,4 MPa.
- **Vysokotlaké** – pro tlaky větší než 6,4 MPa.

2.4.2 Podle typu lopatkování

Dělení podle typu lopatkování se nazývá také jako dělení podle principu přeměny energie. Jsou to tedy turbíny:

- **Rovnotlaké (akční)** – k expanzi páry dochází zejména ve statorové (rozváděcí) části stupně.
- **Přetlakové (reakční)** – k expanzi páry dochází v celém stupni, tedy ve statoru i rotoru.
- **Curtisova kola** – jedná se o speciální typ rovnotlakého lopatkování.

2.4.3 Podle parametrů admisní páry

Podle parametrů admisní neboli vstupní páry se dělí turbíny:

- **S přehřátou admisní párou** – jedná se o standardní realizace parních turbín např. pro teplárny.
- **Se sytou admisní párou** – jedná se o realizace parních turbín pro jaderné elektrárny s tlakovodními reaktory.

2.4.4 Podle využití emisní páry

Podle využití emisní neboli výstupní páry se dělí turbíny:

- **Kondenzační** – za turbínou je umístěn kondenzátor, kde je velice nízký tlak (cca 6 kPa). Běžné použití např. v teplárnách.
- **Protitlakové** – tlak za turbínou je vyšší než tlak barometrický. Tyto turbíny se využívají především tam, kde je velká potřeba technologické páry.
- **Odběrové** – protitlakové i kondenzační turbíny mají v dnešní době implementovány odběry páry pro různé účely např. pro regenerační ohříváky napájecí vody, odplynovávky či pro pohon napájecích čerpadel.

2.4.5 Podle počtu stupňů

Základním stavebním prvkem turbíny je stupeň (stator + rotor). Podle počtu stupňů se rozdělují parní turbíny:

- **Jednostupňové** – Celá expanze páry proběhne na jednom stupni.
- **Vícestupňové** – Expanze páry probíhá postupně na více stupních turbíny.

2.4.6 Podle převládajícího směru proudění páry

Dle směru, jakým pára protéká zařízením, se dělí turbíny:

- **Axiální** – pára proudí rovnoběžně s osou rotace stroje. Jedná se o 95 % dnešních parních turbín.
- **Radiální** – pára proudí kolmo na osu rotace stroje. Tyto turbíny se již dnes moc nevidí. Kdysi se vyráběly v 1. Brněnské strojírně.
- **Radiálně axiální (centripetální)** – pára vstupuje do turbíny kolmo k ose rotace a posléze vystupuje rovnoběžně s osou rotace. Několik těchto turbín vyrobila i Škoda Turbíny.

2.4.7 Podle způsobu odběrů páry

Podle způsobu odběrů páry pro různé účely se dělí turbíny:

- **S neregulovaným odběrem** – jak už název říká, tak u těchto odběrů páry se nereguluje tlak odebírané páry. K odběrům dochází na jednom či více místech turbíny a tyto odběry slouží např. pro regenerační ohříváky napájecí vody.
- **S regulovaným odběrem** – počet těchto odběrů je omezen, protože pára odchází mimo systém tepelného cyklu jako např. teplo pro spotřebitele.

2.4.8 Podle počtu těles turbíny

Podle počtu těles se mohou dělit turbíny:

- **Jedno - tělesové** – jedná se především i menší typy turbíny.
- **Více tělesové** – Expanze probíhá ve více tělesech turbíny např. VT – ST – NT. Mezi jednotlivá tělesa mohou být řazeny mezipřihříváky či separátory vlhkosti.

2.4.9 Podle mobility turbíny

Podle mobility dělíme turbíny:

- **Mobilní** – tento druh turbín se využívá především na lodích např. Ruská mobilní jaderná elektrárna s parní turbínou na sytou páru.
- **Stacionární** – pevně umístěné turbíny např. v teplárnách či provozech.

2.5 Princip práce parních turbín

V této podkapitole bude podrobněji rozebrána definice pracovního procesu parní turbíny z podkapitoly 2.2.

Principem činnosti parní turbíny je transformace entalpie vodní páry na mechanickou energii hřídele rotoru turbíny.

Je-li použito přetlakové (reakční) lopatkování probíhá expanze páry ve statoru i rotoru, tedy v celém stupni. Použije-li se rovnotlaké (akční) lopatkování, probíhá expanze pouze ve statorové části turbínového stupně.

Expanze je děj, při kterém klesá tlak a teplota a spolu s měrným objemem roste rychlost proudícího média. Tudíž entalpie páry se snižuje o tlakovou složku a narůstá kinetická energie páry. Při kontaktu s oběhovými lopatkami je kinetická energie předána rotoru a mění se na mechanickou energii resp. práci turbíny.

Parní turbíny jsou uvažovány jako rychloběžné stroje, tudíž molekula vodní páry jimi proběhne velice rychle a nestihne předat své teplo tělesu turbíny. Proto považujeme ideální pracovní proces expanze páry na turbíně jako *izoentropický děj*.

Aplikuje-li se předešlý poznatek, že změna tepla $dq = 0 [J \cdot kg^{-1}]$ do rovnice druhé formulace prvního termodynamického zákona (2.1), bude matematickými úpravami (2.2) získána rovnice technické práce ideálního izoentropického děje (2.3). Což je hledaná mechanická práce turbíny.

$$dq = dh - da_t = c_p \cdot dT - v \cdot dp \quad (2.1)$$

$$dq = dh - da_t = c_p \cdot dT - v \cdot dp$$

$$dq = 0$$

$$da_t = dh$$

$$da_t = c_p \cdot dT \quad (2.2)$$

$$a_{t,ize} = c_p \cdot (T_a - T_{e,ize})$$

$$\underline{\underline{a_{t,ize} = h_a - h_{e,ize} [J \cdot kg^{-1}]}}$$

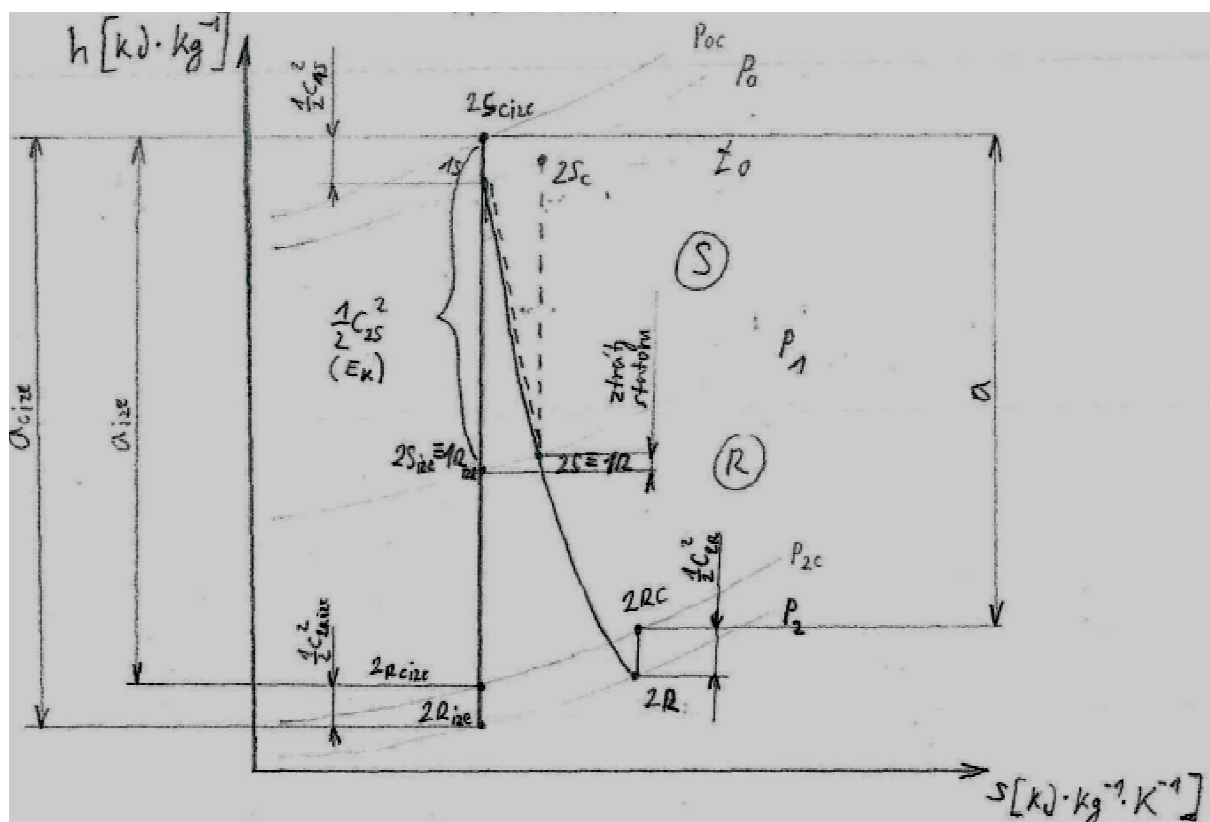
$$a_{t,ize} = \Delta h_{ize} = h_a - h_{e,ize} [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.3)$$

Rovnici (3.3) se říká také izoentropický entalpický spád $\Delta h_{ize} [J \cdot kg^{-1}]$.

Jak je však vidět na Obrázku (2 - 7), tak ve skutečnosti však turbína není schopna zpracovat ideální entalpický spád, protože dochází ke ztrátám. Skutečný entalpický spád tedy je $\Delta h [J \cdot kg^{-1}]$. Díky této znalosti je možné určit vnitřní termodynamickou účinnost turbíny z rovnice (2.4).

$$\eta_{td} = \frac{a_t}{a_{t,ize}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{ize}} \frac{h_a - h_e}{h_a - h_{e,ize}} [-] \quad (2.4)$$

Jak lze vidět z předcházejících poznatků, tak čím větší bude entalpický spád, tím větší bude i práce vykonaná turbínou. Nicméně zde je nutno brát v potaz, že každý stupeň turbíny tj. stator + rotor je schopen transformovat jen určitý maximální entalpický spád. Proto se z důvodu zvýšení účinnosti staví turbíny vícestupňové. [4], [16], [17]

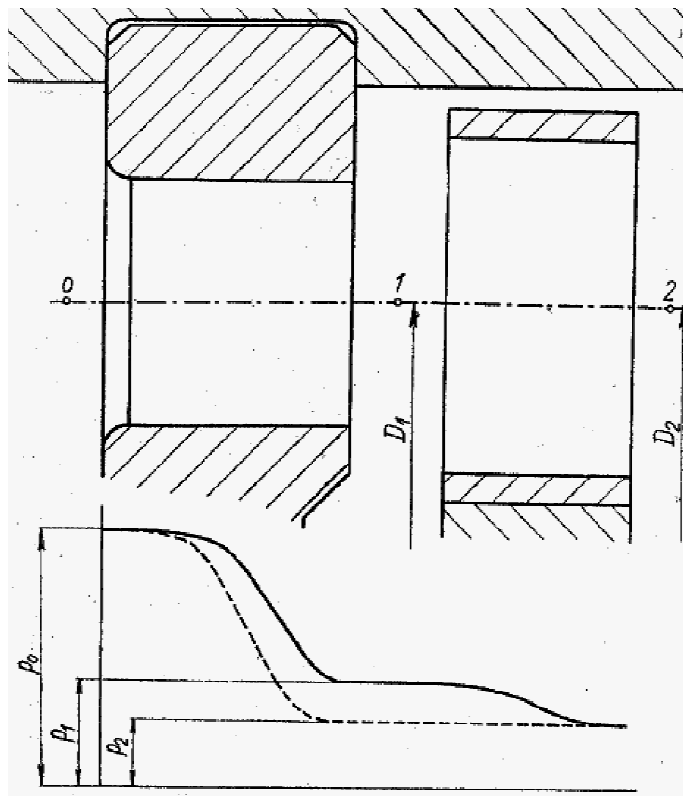


Obrázek 2-7 Izoentropická a skutečná expanze páry na přetlakově lopatkováné turbíně
[Vlastní zpracování]

2.6 Analýze transformace energie axiální parní turbíny

2.6.1 Průběh tlaků v axiálním stupni

Axiální parní turbíny se v dnešní době používají v energetice a průmyslu více než z 95 %. Proto bude provedena analýza transformace energie právě na stupni axiální turbíny.



Obrázek 2-8 Stupeň axiální parní turbíny, průběh tlaků [4]

Na výše uvedeném obrázku lze vidět rozváděcí a oběhové lopatky v řezu. Grafické znázornění průběhu tlaků ukazuje expanzi ve stupni, a jelikož expanze probíhá ve statorové i rotorové části, tak se jedná o stupeň přetlakový. [4]

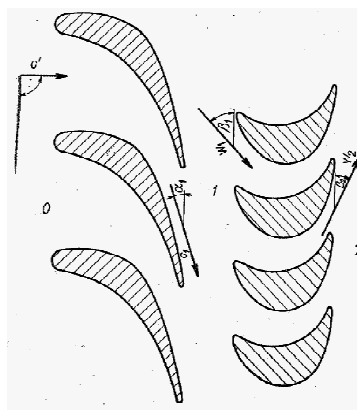
2.6.2 Průběh rychlostí v axiálním stupni

Na Obrázku (2 – 9) je tentýž stupeň, ale s vykreslenými vstupními a výstupními rychlostmi. Jelikož se jedná o rovinnou lopátkovou mříž, tak je obvodová rychlost stejná pro rotor i stator a má hodnotu u .

Do statoru vstupuje pára absolutní rychlostí c' . Tvar statorové lopatky kopíruje směr vektoru absolutní rychlosti c . Vlivem expanze páry ve statorové části klesne tlak a vzroste absolutní rychlost na hodnotu absolutní rychlosti na výstupu ze statoru c_{2s} , tato rychlost je rovna absolutní rychlosti na vstupu do rotoru c_1 . V rotoru je však pára v relativním prostředí a tak zde figuruje relativní rychlost w . Ze znalosti rychlostí c_1 a u , lze dokreslit trojúhelník a získat relativní rychlost na vstupu do rotoru w_1 .

Tvar rotorové lopatky kopíruje směr vektoru relativní rychlosti w . Nyní mohou nastat dva případy.

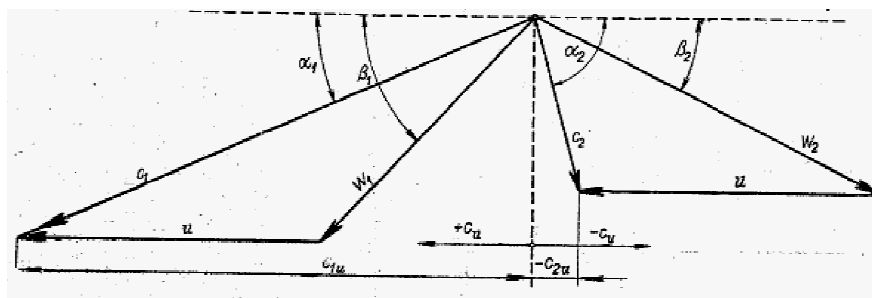
Jde li o rovnotlaký stupeň, tak expanze v rotoru už neprobíhá a relativní rychlosti jsou si rovny $w_1 = w_2$ nebo jde o přetlakový stupeň a pak je relativní rychlost na vstupu do rotoru větší než relativní rychlost na výstupu z rotoru $w_1 > w_2$. V každém případě pára vystupuje z rotoru relativní rychlostí na výstupu z rotoru w_2 a spojením s obvodovou rychlostí u a dokreslení na trojúhelník se získá absolutní rychlost na výstupu z rotoru c_2 , která je zároveň vstupní rychlostí do dalšího stupně. [4]



Obrázek 2-9 Rovinná lopatková mříž rovnotlakého stupně axiální parní turbíny[4]

2.6.3 Rychlostní trojúhelníky v axiálním stupni

Na Obrázku (2 -10) jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky výše uvedeného stupně. Absolutní rychlost na vstupu do statoru c' má hodnotu přibližně $20 \div 30 [m \cdot s^{-1}]$. Naopak absolutní rychlost na výstupu ze statoru c_{2s} je velmi vysoká. U přetlakových stupňů je nižší než rychlost zvuku a u rovnotlakých stupňů její hodnota může překročit rychlost zvuku. Jak již bylo dříve uvedeno, tak obvodové rychlosti mají v rovinné lopatkové mříži konstantní hodnotu $u = u_s = u_R$. Příliš vysoká obvodová rychlost by mohla způsobit trhání závěsů lopatek vzhledem k velkým odstředivým silám.



Obrázek 2-10 Rychlostní trojúhelníky rovnotlakého stupně axiální parní turbíny [4]

Detailnější popisy výše uvedených obrázků budou provedeny v podkapitolách 2.7.2 a 2.7.3, které se věnují přetlakovému a rovnotlakému lopatkování turbínových stupňů. [4]

2.6.4 Optimalizace rychlostí a úhlů

Je také snaha některé úhly optimalizovat pro dosažení lepších parametrů stupně parní turbíny. Např. úhel α_1 je snahou co nejvíce přiblížit hodnotě 0° . To však není reálné a ve skutečnosti se jeho velikost pohybuje okolo $\alpha_1 = 12^\circ \div 16^\circ$.

Rovněž absolutní rychlost na výstupu z rotoru c_2 by měla být co nejmenší. Tato rychlost souvisí s úhlem $\alpha_2' = 180^\circ - \alpha_2 - \beta_2$, který spojuje vektory rychlostí c_2 a u . Tento úhel by měl být co nejbližší hodnotě 90° . V praxi je však jeho hodnota $\alpha_2' = 180^\circ - (80^\circ \div 88^\circ)$.

Pozn.: Úhel α_2' hraje roli v podkapitole 2.6.5.1 při získání druhého vyjádření Eulerovy rovnice.

2.6.5 Eulerova rovnice

Transformaci energie v turbínách popisuje Eulerova rovnice. Pro správné pochopení funkce Eulerovy rovnice je třeba si zodpovědět dvě základní otázky.

2.6.5.1 Na čem závisí transformace energie?

Odpověď dává rovnice druhého Newtonova zákona (2.5), Zákona síly, který zní:

„Jestliže na těleso působí síla, pak se těleso pohybuje se zrychlením, které je přímo úměrné působící síle a nepřímo úměrné hmotnosti tělesa.“ [18]

Častěji se tento zákon vyjadřuje tak, že síla F je rovna časové změně hybnosti p_{hyb} . Což lze vyjádřit rovnicí (2.5). Hybnost p_{hyb} je možné rozepsat jako součin hmotnosti m a rozdílu obvodových složek absolutních rychlostí Δc_u .

$$F = \frac{dp_{hyb}}{d\tau} = \frac{d(m \cdot \Delta c_u)}{d\tau} [N] \quad (2.5)$$

Úprava rovnice do tvaru:

$$F \cdot \tau = m \cdot \Delta c_u \quad (2.6)$$

Nyní bude provedeno několik matematických úprav (2.7), aby se objasnilo, na jakých veličinách závisí transformace energie v turbíně.

Nejprve se rovnice vynásobí poloměrem r . Získá se tak moment síly M . Dalším krokem je vynásobení rovnice úhlovou rychlostí ω . Na levé straně rovnice se pak získá výkon P a na pravé straně rovnice obvodovou rychlost u . Vynásobí li se dále výkon P časem τ , získá se práce A . Proveďte li se pak podíl rovnice hmotností m , dostane se měrná hodnota práce pro jeden kilogram pracovní látky a .

$$\begin{aligned} F \cdot \tau &= m \cdot \Delta c_u \quad / \cdot r \\ F \cdot r \cdot \tau &= m \cdot r \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \\ M \cdot \tau &= m \cdot r \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \quad / \cdot \omega \\ M \cdot \omega \cdot \tau &= m \cdot r \cdot \omega \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} P \cdot \tau &= m \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \\ A &= m \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \quad / : m \\ \underline{a} &= \underline{u \cdot (c_{1u} - c_{2u})} [J \cdot kg^{-1}] \\ a &= u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) [J \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (2.8)$$

Rovnici měrné práce, se také říká *První vyjádření Eulerovy rovnice* (2.8). Co tento zápis říká o transformaci energie? Rozepíše li se obvodová rychlost u dostane se rovnice (2.9).

$$u = \pi \cdot D \cdot n [m \cdot s^{-1}] \quad (2.9)$$

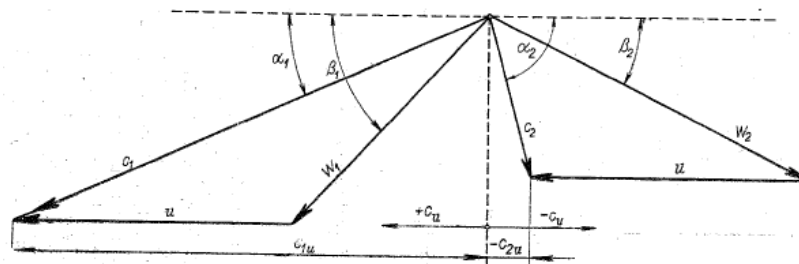
Z parní turbíny je snahou získat mechanickou energii, práci. Tudíž veškeré transformační pochody vedou právě k této práci. Na základě rovnic (2.8) a (2.9) je možno konstatovat, že množství práce, kterou lze z turbíny odvést, závisí na otáčkách rotoru n , rozměrech lopatek, zastoupených zde průměrem D a na zakřivení proudu v rovinné lopatkové mříži, zastoupených zde obvodovými složkami absolutních rychlostí c_{1u} a c_{2u} .

Jak už bylo zmíněno v podkapitole 2.6.4 je snahou optimalizovat některé úhly na určité ideální hodnoty. Pokud se tedy položí úhel $\alpha_2' = 90^\circ$, získá se matematickou úpravou (2.10) rovnice *Druhého vyjádření Eulerovy rovnice* (2.11), která platí pro axiální stroje.

$$\begin{aligned} c_{2u} &= c_2 \cdot \cos \alpha_2' \\ c_{2u} &= c_2 \cdot \cos 90^\circ \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \underline{c_{2u}} &= 0 [m \cdot s^{-1}] \\ a &= u \cdot c_{1u} [J \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (2.11)$$

2.6.5.2 V jakých částech a jak dochází k transformaci energie?



Obrázek 2-11 Rychlostní trojúhelníky rovnotlakého stupně axiální parní turbíny [4]

Ještě jednou je zde uveden obrázek rychlostních trojúhelníků. Jednotlivé členy v rychlostním trojúhelníku lze matematicky nahradit např. Kosinovou větou (2.12), která umožňuje spočítat úhel v trojúhelníku na základě znalostí všech jeho tří stran nebo dopočítat stranu trojúhelníku na základě znalostí dvou stran a úhlu, který mezi sebou svírají. [19]

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1 \\ w_2^2 &= c_2^2 + u^2 - 2 \cdot c_2 \cdot u \cdot \cos \alpha_2' \end{aligned} \quad (2.12)$$

Dále lze nahradit druhé členy pravých stran rovnic těmito úpravami:

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cdot \cos \alpha_1 \\ c_{2u} &= c_2 \cdot \cos \alpha_2' \end{aligned} \quad (2.13)$$

Dosazením do rovnice měrné práce (2.11) lze obdržet rovnici maximální měrné práce parní turbíny (3.14).

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_{1u} \cdot u \\ w_2^2 &= c_2^2 + u^2 - 2 \cdot c_{2u} \cdot u \\ c_{1u} &= \frac{c_1^2 + u^2 - w_1^2}{2 \cdot u} \\ c_{2u} &= \frac{c_2^2 + u^2 - w_2^2}{2 \cdot u} \\ a &= u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = u \cdot \left(\frac{c_1^2 + u^2 - w_1^2}{2 \cdot u} - \frac{c_2^2 + u^2 - w_2^2}{2 \cdot u} \right) = u \cdot \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot u} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot u} + \frac{-u^2 + u^2}{2 \cdot u} \right) = \\ a &= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}] \\ a &= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad [J \cdot kg^{-1}] \end{aligned} \quad (2.14)$$

2.6.5.2.1 Transformace energie ve statoru

Z rovnice druhé formulace prvního termodynamického zákona (2.1) se určí rovnice celkové energie pracovního média. Nedochází k výměně tepla s okolím $dq = 0$, stator stojí, nekoná práci tudíž je $da_t = 0$.

V rovnici celkové energie (2.15) tedy vystupuje pouze změna entalpie Δh_s , a jelikož pára vstupuje do statoru s určitou rychlostí a s určitou jinou rychlostí také vytéká, tak v rovnici figuruje i zvýšení kinetické energie ve statoru $\frac{1}{2}\Delta c_s^2$. [4], [16]

$$dq = dh - da_t \Rightarrow dq = 0 \Rightarrow da_t = 0$$

$$\Delta h_{sc} = \Delta h_s + \frac{1}{2} \Delta c_s^2 \quad (2.15)$$

$$(h_{1s} - h_{2s}) + \frac{1}{2} (c_{1s}^2 - c_{2s}^2) = 0 \quad (2.16)$$

$$\underline{h_{1s} - h_{2s} = \frac{1}{2} (c_{2s}^2 - c_{1s}^2)}$$

Když dojde k poklesu entalpie, musí narůst absolutní rychlost na výstupu ze statoru c_{2s}^2 . Tudíž se jedná o potvrzení toho, že ve statoru dochází k expanzi (2.16).

2.6.5.2.2 Transformace energie v rotoru

I zde platí, že z rovnice druhé formulace prvního termodynamického zákona (2.1) se určí rovnice celkové energie pracovního média. Nedochází k výměně tepla s okolím $dq = 0$, avšak rotor koná práci, tudíž již zde figuruje da_t .

V rovnici celkové energie (2.17) tedy vystupuje změna entalpie Δh_R , a jelikož pára vstupuje do rotoru s určitou rychlostí a s určitou jinou rychlostí také vystupuje, tak v rovnici figuruje i zvýšení kinetické energie v rotoru $\frac{1}{2}\Delta c^2$. [4], [16]

$$dq = dh - da_t \Rightarrow dq = 0$$

$$\Delta h_{RC} = \Delta h_R + \frac{1}{2} \Delta c^2 \quad (2.17)$$

$$\Delta h_{RC} = \Delta a_t$$

$$\Delta h_R + \frac{1}{2} \Delta c_R^2 = \Delta a_t \quad (2.18)$$

$$(h_{1R} - h_{2R}) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

$$\underline{h_{1R} - h_{2R} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}$$

K rovnici celkové energie (2.17) se přičte rovnice maximální měrné práce (2.14). Matematickými úpravami (2.18) se dojde k poznatku, že z rotoru turbíny se odvádí veškerou práci.

2.7 Typy lopatkování turbíny

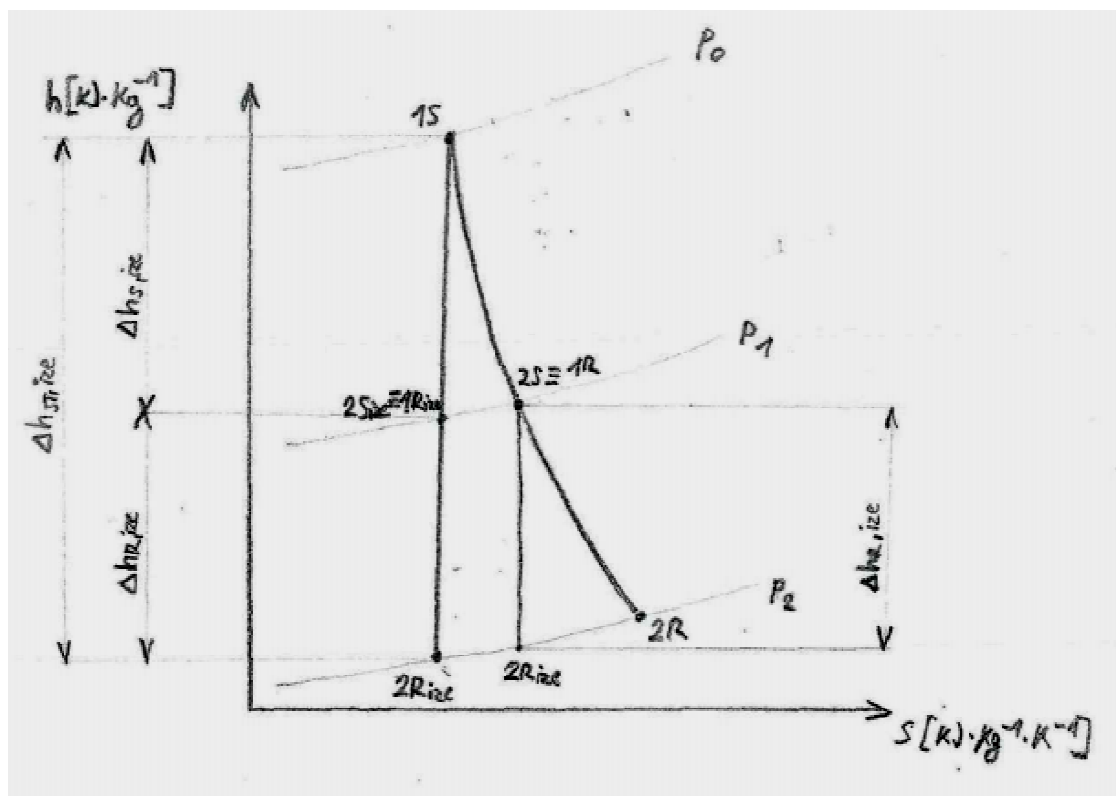
Jak již bylo uvedeno v podkapitole (3.4.2) existují dva základní typy lopatkování turbíny a jeden speciální druh určený pro vstupní stupně k ustálení proudu páry.

Následující podkapitola se věnuje popisu a vzájemným rozdílům těchto tří druhů lopatkování. Nejprve je však nutno definovat si pojem *stupeň reakce*.

2.7.1 Stupeň reakce

Jedná se o ukazatel typu lopatkování. Lze jej definovat jako podíl izoentropického entalpického spádu rotoru $\Delta h_{R,ize}$ k izoentropickému spádu stupně. $\Delta h_{ST,ize}$.

$$r = \frac{\Delta h_{R,ize}}{\Delta h_{S,ize} + \Delta h_{R,ize}} = \frac{\Delta h_{R,ize}}{\Delta h_{ST,ize}} [-] \quad (2.19)$$



Obrázek 2-12 Pochod v h-s diagramu [4]

Při stupni reakce $r = 0,5[-]$ se jedná o lopatkování přetlakové. V těchto stupních je tlak před oběhovými lopatkami větší než tlak za nimi. Číslo 0,5 značí, že zhruba polovina entalpického spádu je zpracována ve statorové části a polovina v části rotorové.

Při stupni reakce $r = 0[-]$ se jedná o lopatkování rovnotlaké, jelikož tlak před a za běhovými lopatkami je stejný a veškerý entalpický spád je zpracován v rozváděcích lopatkách.

V dnešní době se však turbíny neřídí přesně těmito konstantami. Existují turbíny, které mají stupeň reakce od 0 i přes 0,5. Dokonce i rovnotlaké turbíny pracují s jistou malou reakcí, většinou kolem 2 až 3 % na patě lopatek.

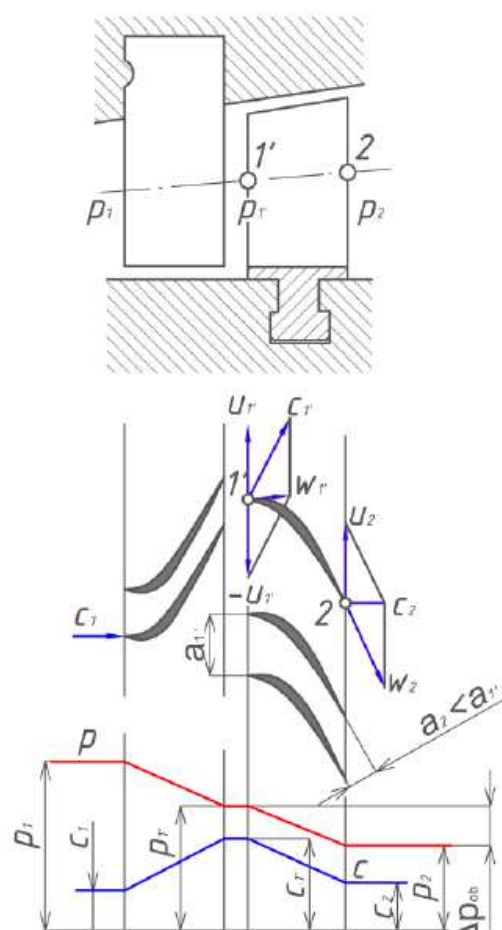
Nicméně pro zjednodušení pojmů v teorii bude dále pracováno s konstantami $r = 0[-]$ pro rovnotlaké lopatkování a 0,5 pro lopatkování přetlakové. [4]

2.7.2 Přetlakový (reakční) stupeň

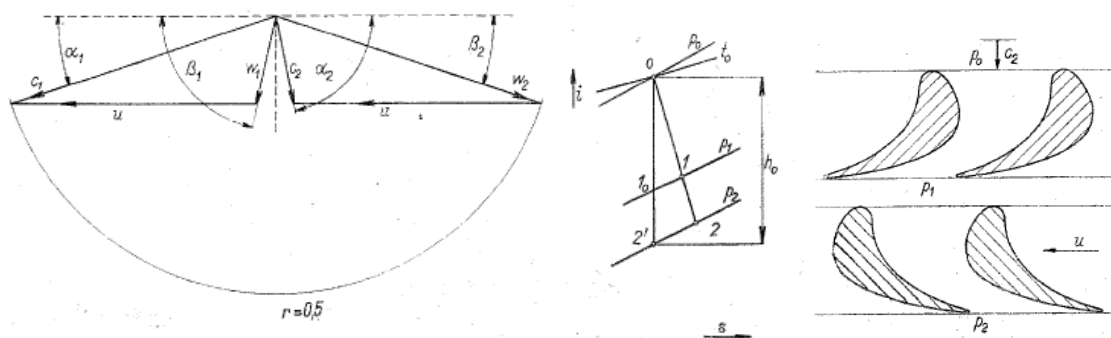
Přetlakový, reakční stupeň se vyznačuje dlouhými a štíhlými lopatkami. Tvar lopatek je ve satorové i rotorové části stejný což je výhodné při konstruování i výrobě lopatek.

Stupeň reakce u jakéhokoliv skutečného lopatkování je vždy větší než 0. Jak již bylo řečeno, tak v ideálním případě je stupeň reakce roven 0,5. To značí zpracování poloviny entalpického spádu na satoru a poloviny entalpického spádu na rotoru. Níže uvedené nerovnosti důležitých veličin (2.20), jako jsou entalpie, teploty, tlaky a rychlosti představují expanzi páry v rotorové části.

$$\begin{aligned}
 \Delta h_{R,ize} &> 0 \\
 h_{1R} - h_{2R,ize} &> 0 \\
 h_{1R} &> h_{2R} \\
 c_p \cdot T_{1R} &> c_p \cdot T_{2R,ize} \\
 T_{1R} &> T_{2R,ize} \\
 p_{1R} &> p_{2R,ize} \\
 w_2 &> w_1
 \end{aligned}
 \quad (2.20)$$



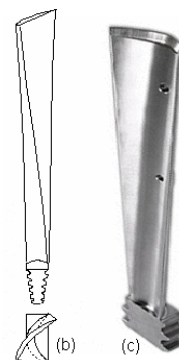
Obrázek 2-13 Válcový řez přetlakového stupně a průběh tlaků a rychlostí [20]



Obrázek 2-14 Rychlostí trojúhelníky, $h - s$ diagram a řez přetlakovými lopatkami [4]

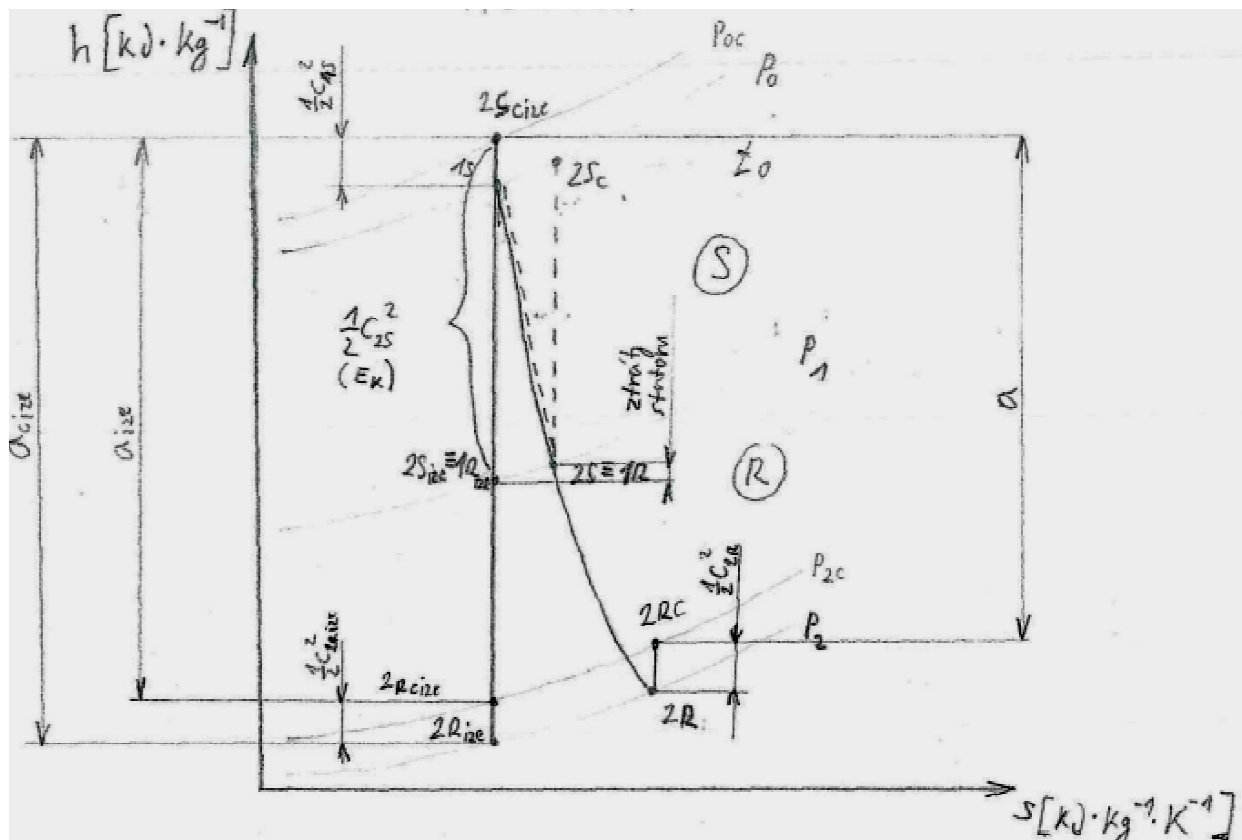
Mezilopátkový kanál má, jak u statoru, tak i u rotoru, tvar zužující se dýzy. Tento tvar zajišťuje postupnou expanzi v celém stupni. Důležité také je minimalizovat vůli mezi rozváděcími a oběhovými lopatkami kvůli omezení ztráty páry z kanálů oběhových lopatek.

Tento způsob lopatkování turbíny se nejčastěji využívá u posledních stupňů, protože dobře zpracovává malé entalpické spády. Nicméně kvůli eroznímu působení mokré páry jsou tyto lopatky vyráběny z nejdražších materiálů a tudíž je jejich cena velmi vysoká.[4],[16]



Obrázek 2-15 Přetlakové lopatky [21]

Následující diagram ukazuje, jak vypadá expanze v přetlakovém stupni turbíny.



Obrázek 2-16 $h - s$ diagram expanze páry v přetlakovém stupni [Vlastní zpracování]

Matematické úpravy (2.21) představují výpočet izoentropické měrné práce $a_{c,ize}$, která je rovna celkovému maximálnímu entalpickému spádu ve stupni $\Delta h_{ST,C,ize,max}$. Tato práce dá také vypočítat jako součin obvodové rychlosti u a absolutní rychlosti na vstupu do rotoru c_1 .

$$\begin{aligned}\Delta h_{ST,C,ize,max} &= a_{c,ize} = u \cdot c_{1u} \\ \alpha_1 = 0 &\Rightarrow \cos \alpha_1 = 1 \Rightarrow c_{1u} = c_1 \\ \Delta h_{ST,C,ize,max} &= \underline{\underline{a_{c,ize} = u \cdot c_1 [J \cdot kg^{-1}]}}\end{aligned}\quad (2.21)$$

Pro porovnání entalpického spádu jednotlivých druhů lopatkování bude nyní zvolena obvodová rychlost $u \doteq 280 [m \cdot s^{-1}]$.

Absolutní rychlost na vstupu do rotoru má velikost blížíící se rychlosti zvuku $c_1 \leq a_{zvuk} \doteq 300 [m \cdot s^{-1}]$. Běžně se však její velikost pohybuje kolem 260 až 280 $[m \cdot s^{-1}]$. Lze tedy tvrdit, že obvodová rychlost je přibližně stejná jako absolutní rychlost na vstupu do rotoru $u \doteq c_1$. *Výsledkem rovnice (2.22) je, že přetlakový turbínový stupeň je schopen zpracovat entalpický spád přibližně roven kvadrátu úhlové rychlosti u .*

$$\begin{aligned}u \doteq c_1 &\doteq \sqrt{\Delta h_{ST,C,ize,max}} \\ \underline{\underline{\Delta h_{ST,C,ize,max} &\doteq u^2}}\end{aligned}\quad (2.22)$$

Např. zvolí-li se hodnoty rychlosti obvodové i absolutní o velikosti 280 $[m \cdot s^{-1}]$ obdrží se entalpický spád, který je schopen zpracovat jeden stupeň přetlakově lopatkované turbíny.

$$\begin{aligned}\Delta h_{ST,C,ize,max} &= a_{c,ize} = u \cdot c_1 = u^2 = 280^2 = 78400 \\ \Delta h_{ST,C,ize,max} &= \underline{\underline{78400 [J \cdot kg^{-1}]}}\end{aligned}\quad (2.23)$$

Takto zvolený přetlakový stupeň je schopen maximálně zpracovat spád 78400 $[J \cdot kg^{-1}]$.

2.7.3 Rovnotlaký (akční) stupeň

Rovnotlaký, akční stupeň se vyznačuje krátkými masivními lopatkami bandážovanými na obvodu kvůli ochraně proti vibracím a chvění.

Stupeň reakce akčního lopatkování je v ideálním případě roven 0. To značí, že veškerý entalpický spád je zpracován na rozváděcích lopatkách. Níže uvedené rovnosti (2.23) důležitých veličin, jako jsou entalpie, teploty, tlaky a rychlosti potvrzují, že v rotoru nedochází k expanzi.

$$\Delta h_R = 0$$

$$h_{1R} = h_{2R}$$

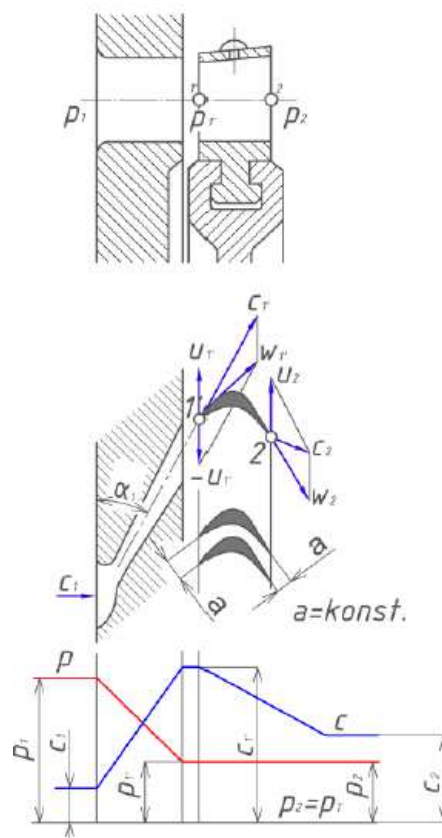
$$T_{1R} = T_{2R}$$

$$S_{1R} = S_{2R}$$

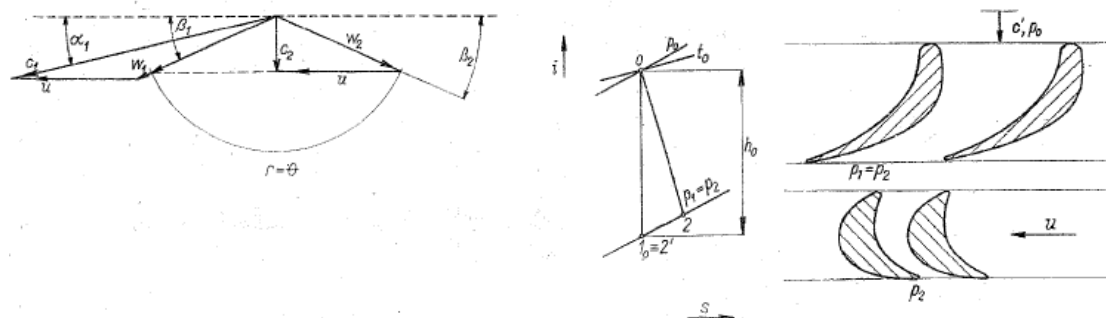
$$p_{1R} = p_{2R}$$

$$w_2 = w_1$$

(2.23)



Obrázek 2-17 Válcový řez rovnotlakého stupně a průběh tlaků a rychlostí [20]



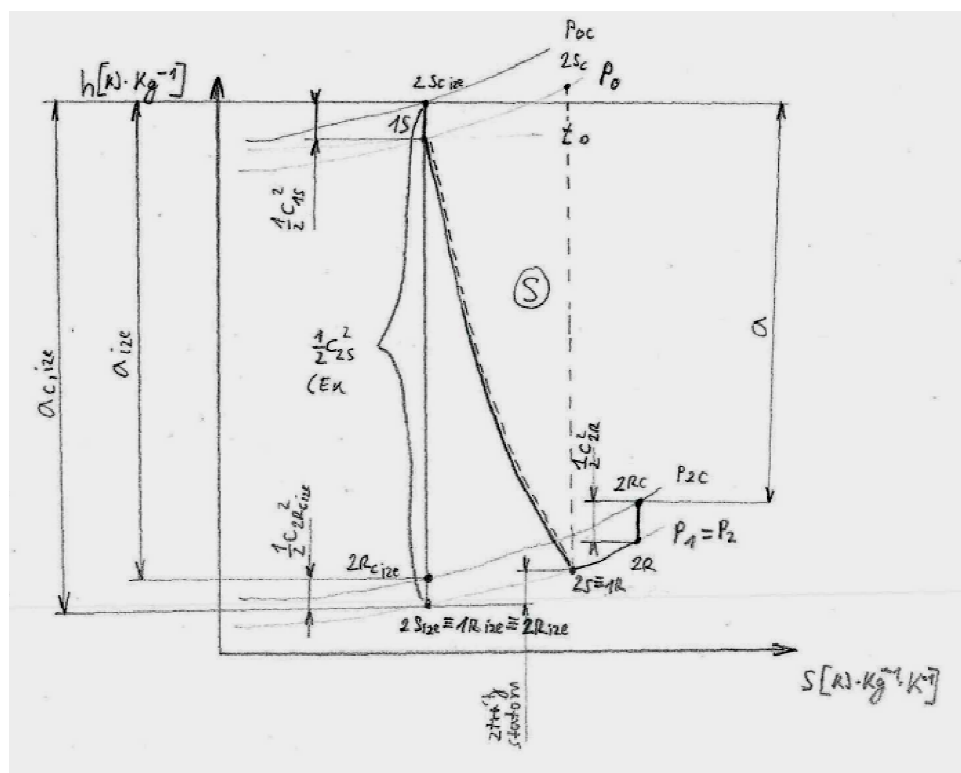
Obrázek 2-18 Rychlostí trojúhelníky, $h-s$ diagram, a řez rovnotlakými lopatkami [4]

Mezilopátkový kanál rozváděcích lopatek může mít tvar konvergentně divergentní trysky nebo li Lavalovy dýzy. Díky tomu také může být absolutní rychlost na výstupu ze satoru podstatně větší než rychlost zvuku $c_{2S} = c_1 > a_{zvuk} \approx 600 [m \cdot s^{-1}]$ a v tomto případě se dosahuje tzv. nadkritického proudění.

V rotoru nedochází k expanzi a tlak před a za rotorem je tedy konstantní. To značí, že před a za oběžným kolem nedochází ke ztrátám únikem páry. Z tohoto důvodu je možné zachovat poměrně velkou vůli mezi statorem a rotorem.

Průřez mezilopátkového kanálu v rotorové části je také konstantní po celé délce lopatky. Nedochází tedy k zakřivení proudu ani k silovému účinku. Nicméně při průchodu páry oběžným kolem klesá absolutní rychlost a tak se část kinetické energie předá oběžnému kolu. Tento způsob lopatkování se používá u vstupních stupňů, protože dobře snáší vyšší tlakové zatížení a větší entalpické spády.[4], [20]

Následující diagram ukazuje, jak vypadá expanze v rovnotlakém stupni turbíny.



Obrázek 2-19 h - s diagram expanze páry v rovnotlakém stupni [Vlastní zpracování]

Z rychlostních trojúhelníků z Obrázku (2 – 18) plyne, že obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru c_{1u} je přibližně 2 krát větší než obvodová rychlost u . Výsledkem rovnice (2.24) tedy je, že rovnotlaký turbínový stupeň je schopen zpracovat entalpický spád přibližně roven dvojnásobku kvadrátu úhlové rychlosti u .

$$c_1 \doteq 2 \cdot u \doteq \sqrt{2 \cdot \Delta h_{ST,C,ize,max}} \quad (2.24)$$

$$\Delta h_{ST,C,ize,max} \doteq 2 \cdot u^2$$

Např. zvolí-li se hodnoty rychlosti obvodové i absolutní o velikosti $280 [m \cdot s^{-1}]$ obdrží se entalpický spád, který je schopen zpracovat jeden stupeň rovnotlakově lopatkováné turbíny.

$$\Delta h_{ST,C,ize,max} = a_{c,ize} = u \cdot c_1 = 2 \cdot u^2 = 2 \cdot 280^2 = 156800 \quad (2.25)$$

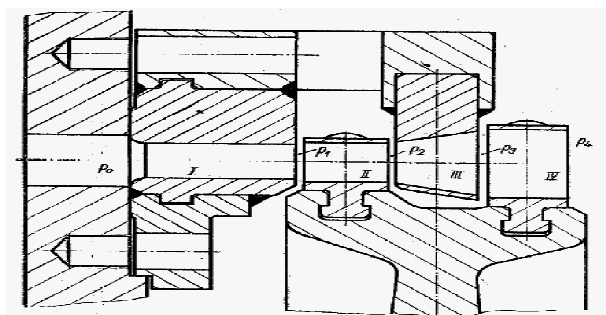
$$\Delta h_{ST,C,ize,max} = 156800 [J \cdot kg^{-1}]$$

Takto zvolený rovnotlaký stupeň je schopen maximálně zpracovat spád $156800 [J \cdot kg^{-1}]$.

2.7.4 Curtisovo kolo

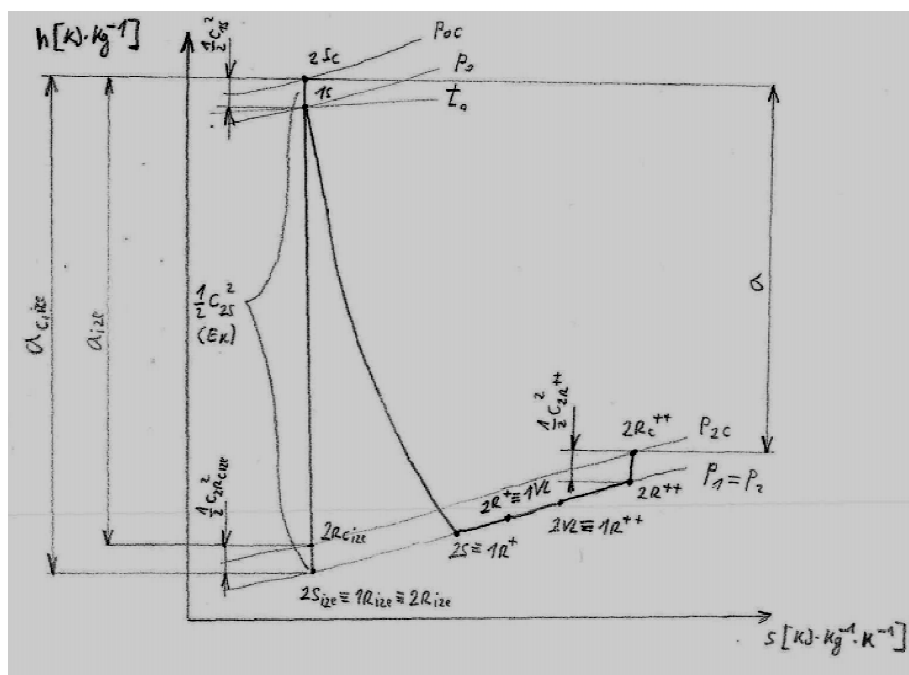
C – kolo je speciální typ rovnotlakého lopatkování používaný pro zpracování velkého entalpického spádu. Instaluje se do vstupní části parních turbín a říká se mu regulační stupeň, protože slouží ke zregulování a ustálení proudu páry před vstupem do dalších stupňů. Nevýhodou tohoto lopatkování je menší účinnost než u klasického rovnotlakého či přetlakového stupně.

Skládá se ze statorové části I a rotoru, který má dva (případně tři) věnce oběžných lopatek. Na jednom stupni jsou na rotoru vedle sebe dvě řady oběžných lopatek II a IV a mezi nimi jsou tzv. vratné lopatky III umístěné ve statorové skříni, viz Obrázek (2 – 20).



Obrázek 2-20 Válcový řez Curtisova stupně [4]

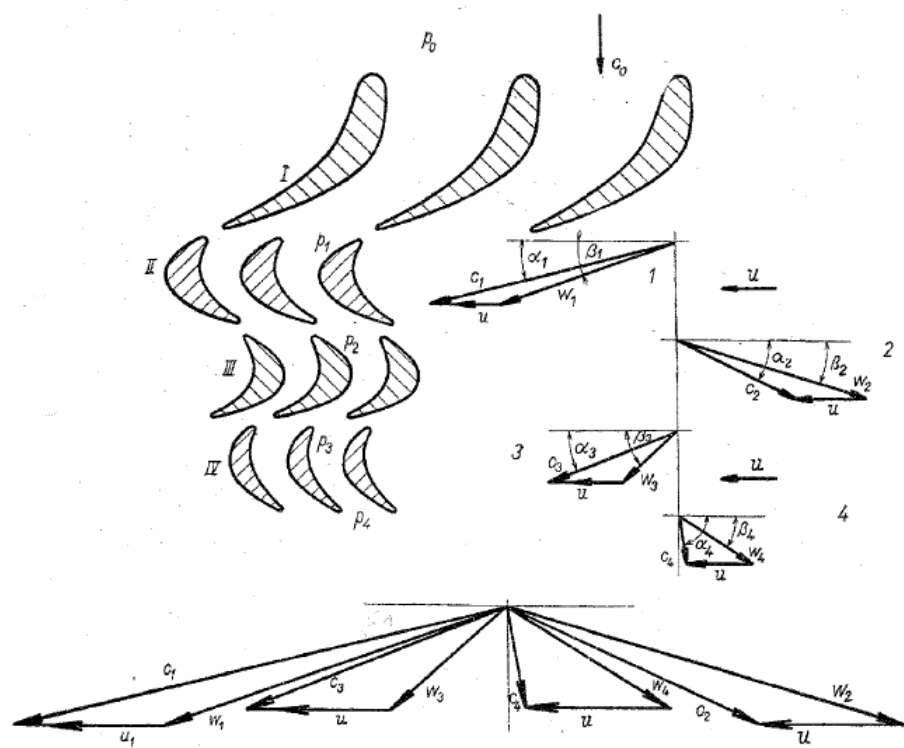
Pára má po průchodu prvním věncem oběžných lopatek velkou absolutní rychlost na výstupu z rotoru c_2 , proto se přivede do vratných lopatek, ve kterých se pouze otočí vektor absolutní rychlosti a přejde do dalšího věnce. Za Curtisovým stupněm bývá obvykle volný prostor, ve kterém dochází k uklidnění a srovnání proudu a pak následují rovnotlaké stupně. [4], [20]



Obrázek 2-21 h - s diagram expanze páry C - kole [Vlastní zpracování]

Předpokládá-li se, že úhel $\alpha_1 \doteq 0^\circ$ (je blízký nule) a absolutní rychlost na výstupu z druhého věnce rotorových lopatek c_4 vystupuje přibližně rovnoběžně s osou rotace, tedy $\alpha_4 \doteq 90^\circ$. Lze potom konstatovat, že obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru je rovna absolutní rychlosti na vstupu do rotoru $c_{1u} = c_1$. Z toho plyne, jako v předešlých případech, že maximální entalpický spád a měrná práce stupně jsou rovny součinu (2.26).

$$\Delta h_{ST,C,ize,max} = \underline{\underline{a_{c,ize} = u \cdot c_1 [J \cdot kg^{-1}]}} \quad (2.26)$$



Obrázek 2-22 Rovinná lopatková mříž a rychlostní trojúhelníky Curtisova stupně [4]

Z rychlostních trojúhelníků na Obrázku (2 - 22) plyne, že obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru c_{1u} je přibližně 4 krát větší než obvodová rychlost u . Výsledkem rovnice (2.27) je, že Curtisův turbínový stupeň je schopen zpracovat entalpický spád přibližně roven čtyřnásobku kvadrátu úhlové rychlosti u .

$$\begin{aligned} c_1 &\doteq 4 \cdot u \doteq \sqrt{4 \cdot \Delta h_{ST,C,ize,max}} \\ \underline{\underline{\Delta h_{ST,C,ize,max} &\doteq 4 \cdot u^2}} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Např. zvolí-li se hodnoty rychlosti obvodové i absolutní o velikosti $280 [m \cdot s^{-1}]$ obdrží se entalpický spád, který je schopen zpracovat jeden Curtisův stupeň.

$$\begin{aligned} \Delta h_{ST,C,ize,max} &= a_{c,ize} = u \cdot c_1 = 4 \cdot u^2 = 4 \cdot 280^2 = 313600 \\ \underline{\underline{\Delta h_{ST,C,ize,max} &= 313600 [J \cdot kg^{-1}]}} \end{aligned} \quad (2.28)$$

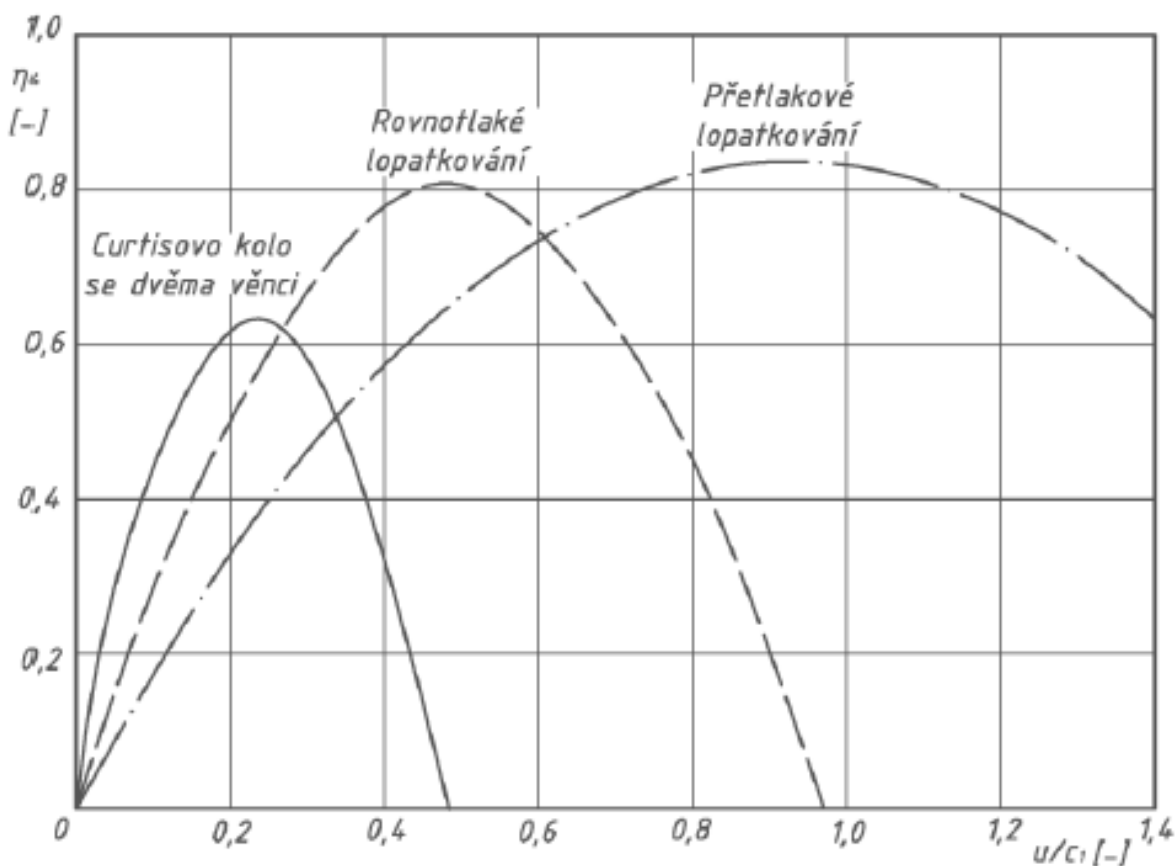
Takto zvolený Curtisův stupeň je schopen maximálně zpracovat spád $313600 [J \cdot kg^{-1}]$.

2.7.5 Závěr a porovnání lopatkování

Závěrem výše uvedených podkapitol lze konstatovat, že rovnotlaké lopatkování turbíny dokáže zpracovat zhruba dvojnásobný entalpický spád než přetlakové lopatkování. To umožňuje použít menší počet stupňů a tím snížit cenu i velikost turbíny, resp. hřídele rotoru. Nicméně přetlakové lopatkování není tak silně namáháno, umožňuje plynulejší změny tlaků a dosahuje také vyšší účinnosti. Rovnotlaké lopatkování má větší ztráty třením, vířením a odtrháváním proudu, proto je jeho účinnost nižší. Curtisův stupeň dokáže sice zpracovat čtyřnásobný entalpický spád oproti přetlakovému stupni, avšak má nejnižší účinnost, viz Obrázek (2 – 23).

Všechny tři způsoby lopatkování mají své výhody a nevýhody, proto se turbíny nejčastěji skládají z kombinace těchto stupňů. Na vstupu se instaluje Curtisův stupeň a rovnotlaké lopatkování a na výstupní straně se provedou stupně s lopatkováním přetlakovým.

Pozn.: V praktické části diplomové práce je využit speciální způsob lopatkování, které není ani rovnotlaké ani přetlakové, ale jedná se o tzv. lopatkování se zvýšenou reakcí, viz Příloha A.



Obrázek 2-23 Závislost účinnosti stupňů s různým druhem lopatkování k poměru obvodové rychlosti ke vstupní absolutní rychlosti do rotoru [20]

3. Teorie turbulentního proudění

3.1 Úvod k proudění

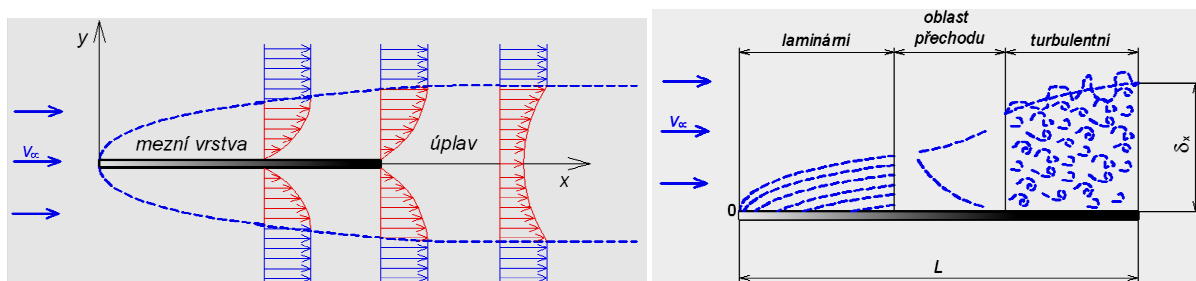
Jsou rozlišovány dva druhy proudění skutečných tekutin, laminární či turbulentní proudění. To o jaký druh se jedná, rozhoduje charakter pohybu částic tekutiny.

Pokud je rychlostní profil proudového pole vymezený hodnotou střední rychlosti jedná se o laminární proudění, ve kterém dochází k minimálnímu přenosu hmoty a energie mezi vrstvami tekutiny. Laminární proudění tedy lze počítat přímou numerickou simulací bez nutnosti modelování rovnic.

V následující kapitole bude však uvedeno především proudění turbulentní, které lze definovat jako nestacionární neperiodický pohyb částic tekutiny vznikající při vyšších rychlostech proudění. Zde už se nevystačí s přímou simulací, protože při nárůstu rychlosti začíná růst vliv setrvačných sil, které způsobují náhodné poruchy proudnic, které pak mění svůj směr i velikost. Turbulentní proudění se tedy vyznačuje komplikovanou vnitřní strukturou.

Vzniká tzv. *mezní vrstva*, kterou tvoří *laminární podvrstva* o minimální tloušťce. Jak už z názvu plyne, tak se v ní vyskytuje laminární proudění. Za laminární podvrstvou leží *přechodová podvrstva*, kde se už vyskytují poruchy proudu a za ní se již nachází plně vyvinuté turbulentní proudění.

Na Obrázku (3 – 1) je uveden příklad. Tenká deska, která je obtékána proudem tekutiny, ve které je v celém objemu konstantní tlak. Jak je vidět na levé straně obrázku, tak rychlost tekutiny narůstá až do hodnoty rychlosti volného proudu. Nulová rychlost u desky je způsobena vlivem viskozity. Tloušťka mezní vrstvy je u náběžné hrany rovna nule a u odtokové hrany je její velikost maximální. V mezní vrstvě nemají proudnice tvar rovnoběžných přímk, ale rozbíhající se křivek. [23], [24]



Obrázek 3-1 Mezní vrstva a její podvrstvy [24]

3.2 Reynoldsovo číslo

Jedná se o bezrozměrné výpočtové kritérium, které určuje hranici mezi laminárním a turbulentním prouděním.

Je-li uvažováno jednorozměrné proudění v potrubí, spočítá se Reynoldsovo číslo ze střední rychlosti v potrubí $w_{k,s} [m \cdot s^{-1}]$, vnitřního průměru potrubí $d [m]$ a kinematické viskozity $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$.

$$Re = \frac{w_{k,s} \cdot d}{\nu} [-] \quad (3.1)$$

V tomto případě je kritická hodnota $Re_{krit} = 2230 [-]$. Z toho plyne, že je-li $Re \leq Re_{krit}$ jedná se o proudění laminární a je-li $Re \geq Re_{krit}$ jedná se o proudění turbulentní.

U předchozího příkladu desky obtékané paralelním proudem se spočítá Reynoldsovo číslo z rychlosti volného proudu $w_{\infty} [m \cdot s^{-1}]$, vzdálenosti od náběžné hrany $x_k [m]$ a kinematické viskozity $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$.

$$Re = \frac{w_{\infty} \cdot x_k}{\nu} [-] \quad (3.2)$$

V tomto případě je kritická hodnota Reynoldsova čísla $Re_{krit} = 5 \cdot 10^5 [-]$. [24]

U profilů lopatek je charakteristický rozměr pro výpočet Reynoldsova čísla těliva lopatky.

3.3 Vlastnosti turbulentního proudění

3.3.1 Náhodný pohyb

Turbulentní proudění se vyznačuje náhodným pohybem částic tekutiny. Částic tekutiny se myslí určitý objem, který obsahuje velké množství molekul tekutiny. Samotný náhodný pohyb je složen z uspořádaného středního pohybu a z náhodných fluktuací (Brownův pohyb).

Molekuly tekutiny při pohybu narážejí na jiné molekuly, tímto nárazem zpomalují a předávají část své hybnosti dalším molekulám, které následně zrychlí. Dochází tedy ke sdílení hybnosti mezi vrstvami tekutiny s různými rychlostmi a to se projevuje rostoucím odporem proti hlavnímu směru proudu. Tomuto ději se říká *vnitřní tření tekutiny*. [24]

3.3.2 Tečné napětí

Tečné napětí vzniká vlivem tření v tekutině, rychlostním gradientem a změnou hybnosti částic tekutiny díky jejich vníkaní mezi sousední vrstvy. Tento neustálený pohyb se nazývá *přídavné turbulentní napětí*. [24]

3.3.3 Turbulentní viskozita

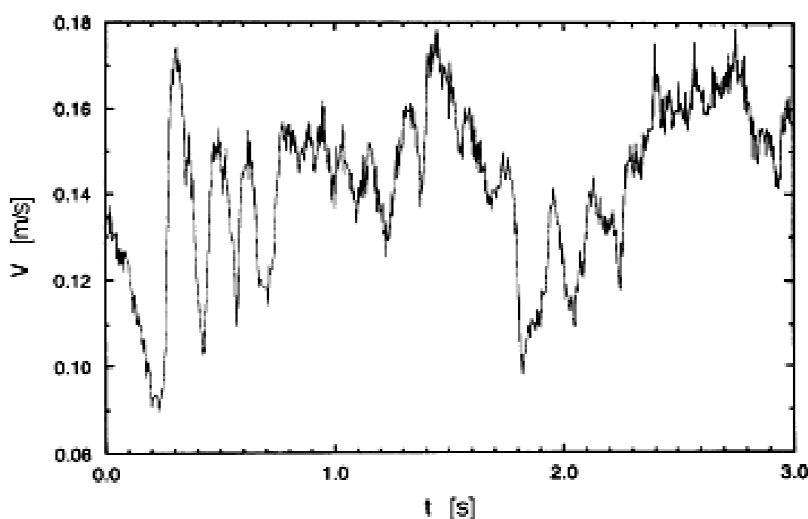
Kinematická viskozita u turbulentního proudění již není konstanta, jako tomu bylo u viskozity při laminárním proudění. Nyní se o ní již mluví jako o funkci, která je závislá na stavu proudící tekutiny a poloze bodu, ke kterému je vztažena. Záleží tedy na sdílení hybnosti vlivem náhodných fluktuací a odlehlosti bodu od stěny. Na těchto předpokladech závisí rychlostní profil turbulentního proudění, jehož tvar již není parabolický, jako u laminárního proudění, ale má plošší charakter. [24]

3.3.4 Difuzní charakter turbulence

Vlivem rychlostních gradientů při fluktuacích vznikají vazká napětí a disipace neboli nevratné změny jedné formy energie na druhou. Díky poklesu kinetické energie turbulence narůstá vnitřní energie tekutiny, proto je nutné trvale dodávat do systému energii, není-li tomu tak, turbulence zaniká a dochází ke snížení rychlosti a návratu k laminárnímu proudění. [24]

3.4 Turbulentní proudění

Obecná definice říká, že proudění se může nazývat turbulentním, vykazují-li jeho proměnné hodnoty chaotické a náhodné fluktuace (výkyvy), jak v prostoru, tak v čase.



Obrázek 3-2 Závislost rychlosti na čase u plně vyvinutého turbulentního proudění [24]

Otcem první práce z teorie turbulentního proudění je Osborne Reynolds, který ji publikoval v roce 1883. Zavedl první rovnice, které se toto proudění snaží fyzikálně popsat. Nicméně ani v současnosti není tento úkol zcela vyřešen. Teorie chaosu a nelineárních dynamických systému přinesly sice značný pokrok, ale ke kompletnímu porozumění podstaty turbulencí stále ještě schází kus cesty.

Turbulence se vyskytují v mnoha technických oborech a jejich základními články jsou turbulentní víry.

3.4.1 Klasifikace turbulentního proudění na základě časových měřítek

Osborne Reynolds zavedl pojem Reynoldsova čísla, které již bylo definováno v podkapitole 3.2. Nicméně nyní je vhodné tento pojem ještě poněkud rozvést.

Jak už bylo ve výše uvedené kapitole popsáno, Reynoldsovo číslo je bezrozměrné kritérium závislé na charakteristickém délkovém rozměru (měřítku) $l [m]$ a rychlosti proudící tekutiny (rychlostním měřítku) $w_k [m \cdot s^{-1}]$. Tyto pojmy se budou dále nazývat makroměřítky. Dále je Reynoldsovo číslo nepřímo úměrné závislé kinematické viskozitě $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$, která vyjadřuje molekulární vlastnosti proudící tekutiny.

$$Re = \frac{w_k \cdot l}{\nu} = \frac{w_k \cdot l^2}{\nu \cdot l} = \frac{l^2 \cdot \frac{1}{\nu}}{l \cdot \frac{1}{w_k}} = \frac{l^2}{\frac{\nu}{w_k}} = \frac{T_\nu}{T_t} [-] \quad (3.3)$$

Matematické úpravy (3.3) představují vyjádření Reynoldsova čísla jako podílu časového měřítka molekulární difuze $T_\nu [s]$ k časovému měřítku $T_t [s]$ označujícího přenos turbulentních vírů o makroměřítku $l [m]$. Pak platí: [24]

- $T_\nu < T_t$ tj. $Re < 1$ **Laminární proudění.** Pochody molekulární difuze převládají a turbulentní víry se rozpadají.
- $T_\nu \approx T_t$ tj. $Re \approx 1$ **Přechodový stav.** Laminární proudění se mění na turbulentní za překročení kritické hodnoty Reynoldsova čísla. Toto proudění je zpočátku periodické, avšak dalším nárůstem Reynoldsova čísla roste nestabilita, klesá periodicitu a proudění se stává turbulentním.
- $T_\nu > T_t$ tj. $Re > 1$ **Turbulentní proudění.** Přetrvávají turbulentní víry. Nicméně většina proudění splňuje parametry turbulentního proudění, i když nízkých parametrů.
- $T_\nu \gg T_t$ tj. $Re \gg 1$ **Plně vyvinuté turbulentní proudění.** Značí, že vliv molekulární difuze je zanedbatelný vzhledem k dynamice víření. Lze konstatovat, že turbulentní víry jsou v takovém případě téměř neviskosní.

3.4.2 (Rychlost) disipace

Jak už bylo uvedeno v podkapitole 3.3.4, tak disipace jsou nevratné změny jedné formy energie na druhou. Tyto změny jsou důležité, protože při nich turbulentní víry ztrácí svou kinetickou energii a mění ji na zvýšení entalpie proudícího média. Disipace je tedy poměr rychlostního měřítka $w_k [m \cdot s^{-1}]$ a délkového makroměřítka $l [m]$. [24]

$$\varepsilon = \frac{w_k^3}{l} [m^2 \cdot s^{-3}] \quad (3.4)$$

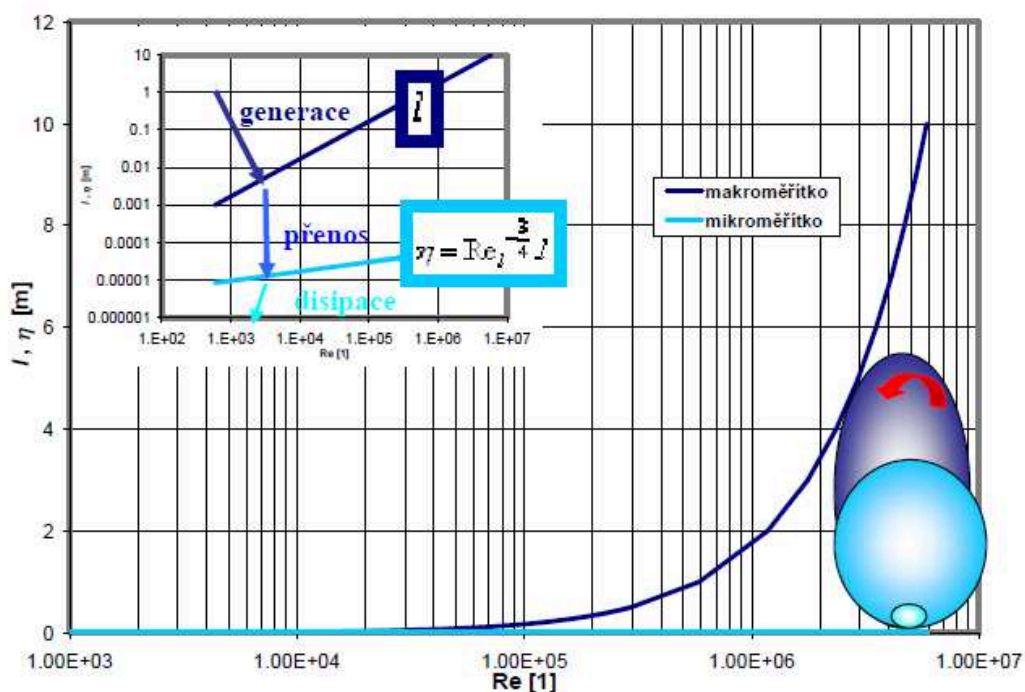
3.4.3 Kolmogorovovo měřítko

Jedná se o délkové mikroměřítka pro lepší popis disipačních oblastí. Určuje se vztahem z kinematické viskozity $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$ a disipace $\varepsilon [m^2 \cdot s^{-3}]$.

$$\eta = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{\frac{1}{4}} [m] \quad (3.5)$$

Nebo ho lze také určit z délkového makroměřítka $l [m]$ a Reynoldsova čísla $Re [-]$ ze vztahu.

$$\frac{\eta}{l} = Re^{-\frac{3}{4}} \Rightarrow \eta = Re^{-\frac{3}{4}} \cdot l [m] \quad (3.6)$$



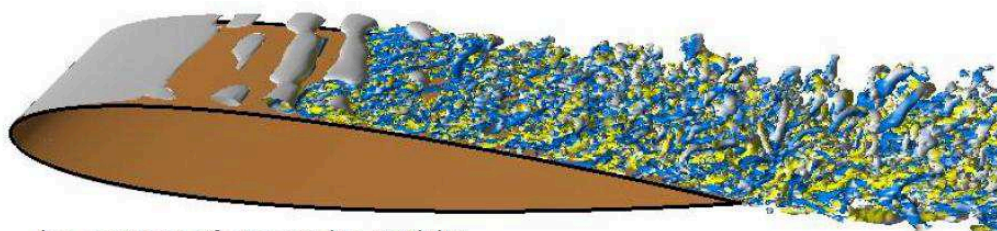
Obrázek 3-3 Porovnání makro a mikroměřítka turbulentních vírů v logaritmických a dekadických souřadnicích [24]

Na výše uvedeném Obrázku (3 – 3) lze vidět rozdíl přehlednosti použití dekadických a logaritmických souřadnic. [24]

3.4.4 Dělení turbulentních vírů

Víry vznikající při turbulentním proudění mají rozměry ležící v oblasti od mikroměřítko η [m] až po makroměřítko l [m]. V závislosti na poloze se víry dělí: [24]

- U stěny:
 - Vlásokové víry – hairpin
 - Pukání – bursts
 - Proužky – stress
- V proudu

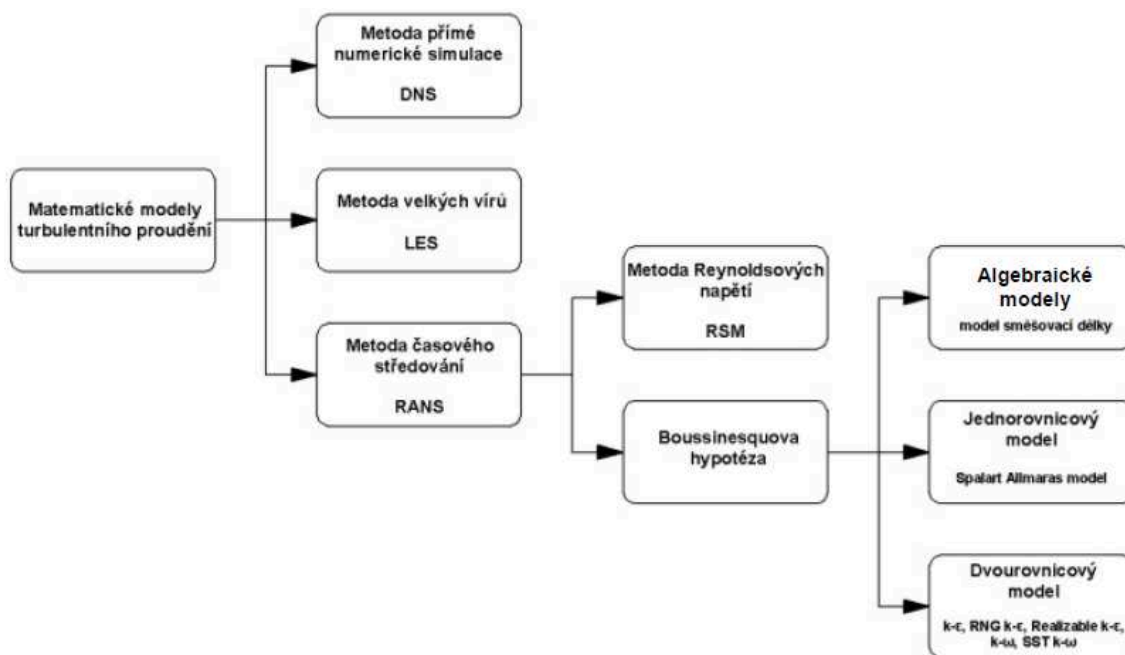


Iso-contours of streamwise vorticity

Obrázek 3-4 Vývoj turbulentního proudění na křídle [25]

3.5 Techniky modelování turbulentního proudění

Jak už bylo zmíněno v podkapitole 3.4, doposud neexistuje jasně daný fyzikální model podstaty turbulentního proudění. Proto se používají především tři odlišné teoretické přístupy založené na empirických zjištěních při experimentech či na praktických aplikacích, které byly sestaveny s použitím základních rovnic popisujících proudění tekutin. [23]



Obrázek 3-5 Blokové schéma jednotlivých metod matematického modelování turbulentního proudění [23]

3.5.1 Metoda přímé numerické simulace DNS

Výhodou metody přímé numerické simulace (DNS – Direct Numerical Simulation) je možnost přímé simulace turbulentního proudění v konkrétní úloze s vysokou přesností. Nevýhodou vysoké přesnosti výpočtu a velmi jemné výpočetní sítě jsou vysoké nároky na výpočetní techniku. Počet uzlů pro DNS metodu lze odhadnout z délkového Kolmogorovova mikroměřítko, které ukazuje rozměr nejmenších turbulentních vírů, viz podkapitola 3.4.3. To znamená, že počet uzlových bodů exponenciálně narůstá s nárůstem Reynoldsova čísla. [23]

3.5.2 Metoda velkých vírů LES

Metoda velkých vírů (LES – Large Eddy Simulation), spadající do metod prostorové filtrace, se zakládá na modelování velkých vírů, jako prostorových a časově závislých útvarů, které je možné postihnout ve výpočetní síti. Turbulentní víry o velkých měřítcích ochuzují proud o kinetickou energii. Jejich vliv je vysoce závislý na jejich umístění v proudovém poli a na čase výskytu. Modelují se tedy rovnou v trojrozměrném a časově závislém tvaru. Struktury turbulentních vírů o malých měřítcích vyvolané kaskádovým přenosem energie od velkých vírů jsou obecně izotropní, což znamená, že se jen velmi málo podílejí na transportních jevech, ale skrze ně dochází v důsledku viskozity k disipaci turbulentní kinetické energie na teplo. Malé víry se parametrizují tzv. subgridními modely a odstraňují se filtrací turbulentního pole. Náročnost na výpočetní techniku závisí na volbě šířky pásma filtru, které odpovídá rozměru buněk sítě. Z toho plyne, čím užší pásmo tím jemnější síť a vyšší náročnost na výpočetní techniku, ale také je tím přesnější výpočet. [23], [24]

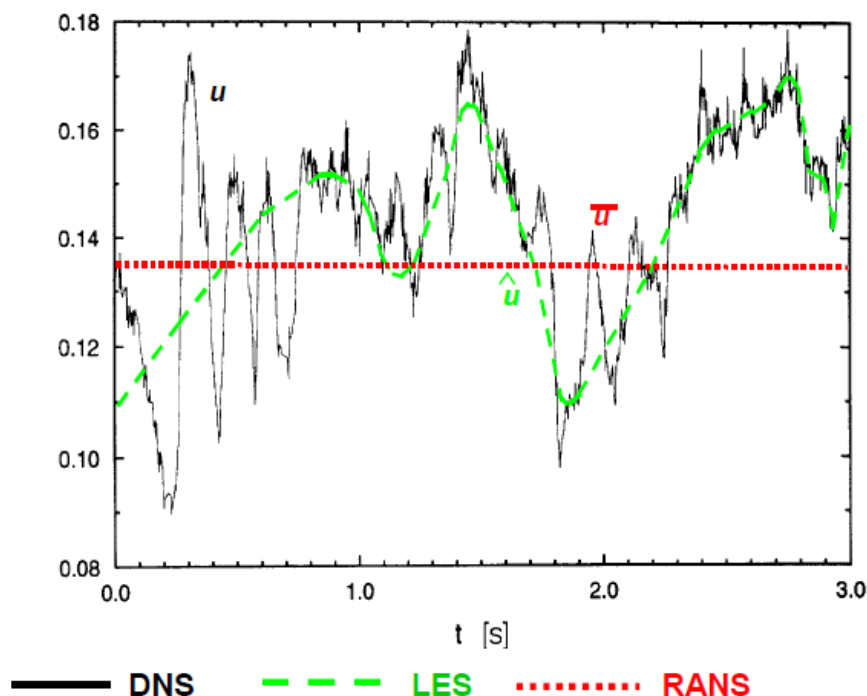
3.5.3 Metoda časového (Reynoldsova) středování RANS

Metodou časového středování resp. průměrování (RANS – Reynolds Averaged Navier Stokes equations) jsou vytvářeny statické modely turbulentního proudění, které se nejčastěji využívají v technické praxi. Tyto statické modely se provádí na základě časového průměrování veličin turbulentního proudění a na následující proceduře časového středování bilančních rovnic. [23]

3.5.4 Porovnání matematických metod modelování turbulence

Na níže uvedeném Obrázku (3 – 6) lze vidět aplikování jednotlivých výše uvedených výpočetních metod do Obrázku (3 – 2). Nejpresnější, ale na výpočetní kapacitu nejnáročnější, je metoda DNS.

Metodou LES se dosáhne dobré kvality výsledků, avšak náročnost pro výpočetní techniku je též značná. Naopak metoda RANS má poněkud jiný přístup k problému. Jedná se, o v současné době, nejlepší kombinaci kvality a náročnosti na výpočet. Proto je také nejpoužívanější v praxi. [23], [24]



Obrázek 3-6 Matematické metody modelování turbulentního proudění [24]

3.6 Rovnice pro výpočet turbulentního proudění

V následujících podkapitolách bude uvedeno odvození několika rovnic, které se využívají při matematických výpočtech turbulentního proudění. Jelikož se jedná o problematiku poměrně obsáhlou a složitou, která není cílem této práce, bude proveden pouze souhrn nejzákladnějších informací.

Na začátku je třeba stanovit, jaké zákony a rovnice jsou vlastně k dispozici pro tuto problematiku. Z předešlých podkapitol vychází, že jsou potřeba přinejmenším:

- Stavová rovnice
- Zákon zachování hmotnosti (rovnice kontinuity)
- Zákon zachování energie (energetická rovnice)
- Zákon zachování hybnosti (Navier Stockesova rovnice, dále jen N – S rovnice)

V literatuře jsou tyto rovnice často uváděny pouze pro laminární proudění. Zde se však pracuje s prouděním turbulentním, proto je třeba upravit tyto rovnice a zavést do nich fluktuace (výkyvy) potřebných veličin.

Je potřeba si zavést *Reynoldsova pravidla*.

3.6.1 Reynoldsova pravidla

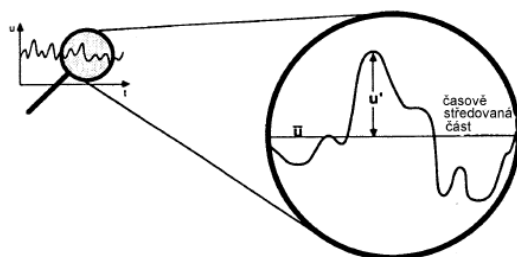
Časové středování je úlohou mnohdy technicky zvládnutelnou. Reynoldsova pravidla neboli pravidla o časovém průměrování (středování) se aplikují na proměnné, které se dají rozložit na část časově středovanou a flukтуаční $a = \bar{a} + a'$ a $b = \bar{b} + b'$, přičemž platí:

$$\overline{(a)} = \frac{1}{T} \int_0^T a \cdot d\tau = \overline{(\bar{a} + a')} = \overline{(\bar{a})} + \overline{a'} = \bar{a} + \overline{a'} \Rightarrow \overline{a'} = 0 \quad (3.7)$$

Pro takto rozepsané veličiny tedy dále platí tato Reynoldsova pravidla:

$$\begin{aligned} \overline{\bar{a}} &= \bar{a} \\ \overline{\bar{a} \cdot a'} &= \overline{(\bar{a} \cdot a')} = \bar{a} \cdot \overline{a'} = 0 \\ \overline{a + b} &= \overline{(\bar{a} + a') + (\bar{b} + b')} = \overline{(\bar{a} + \bar{b}) + (a' + b')} = \overline{(\bar{a} + \bar{b})} + \overline{(a' + b')} = \bar{a} + \bar{b} \\ \overline{a \cdot b} &= \overline{(\bar{a} + a') \cdot (\bar{b} + b')} = \overline{(\bar{a} \cdot \bar{b} + \bar{a} \cdot b' + a' \cdot \bar{b} + a' \cdot b')} = \\ &= \overline{(\bar{a} \cdot \bar{b})} + \overline{(\bar{a} \cdot b')} + \overline{(a' \cdot \bar{b})} + \overline{(a' \cdot b')} = \overline{(\bar{a} \cdot \bar{b})} + \overline{(a' \cdot b')} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Kde $\overline{a' \cdot b'}$ je korelační moment, který udává vzájemný vztah mezi flukтуаčními složkami a je obecně nenulový podobně jako $\overline{a'^2}, \overline{a' \cdot b'^2}, \overline{a'^2 \cdot b'^2}$. Tato vlastnost je typická pro turbulence, protože u jiných lineárních teorií vlnění se nelineární členy mnohdy rovnají nule. [24]



$$\zeta = \bar{\zeta} + \zeta'$$

kde

$$\bar{\zeta} = \frac{1}{T} \int_0^T \zeta d\tau \quad \bar{\zeta}' = 0$$

$$\text{resp. } \bar{\zeta} = \frac{1}{N} \sum_i \zeta_i$$

Obrázek 3-7 Fluktuace (nepravidelný pohyb) a časově středovaná část [24]

Výše uvedená pravidla je možno modifikovat dle Obrázku (3 - 7) pro potřeby dalších matematických úprav takto:

$$\begin{aligned} \overline{\bar{\zeta}} &= \bar{\zeta} \\ \overline{\bar{\zeta} + \zeta'} &= \overline{(\bar{\zeta} + \zeta')} = \bar{\zeta} + \overline{\zeta'} = \bar{\zeta} \\ \overline{\bar{\zeta} \cdot \zeta'} &= 0 \\ \overline{\bar{\zeta} + \psi} &= \bar{\zeta} + \bar{\psi} \\ \overline{\bar{\zeta} \cdot \psi} &= \bar{\zeta} \cdot \bar{\psi} + \overline{\zeta' \cdot \psi'} \\ \frac{\delta \bar{\zeta}}{\delta X} &= \frac{\delta \bar{\zeta}}{\delta X} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Kde $\overline{\zeta' \cdot \psi'}$ je korelační moment, který udává vzájemný vztah mezi flukтуаčními složkami. [24]

3.6.2 Stavová rovnice

Zde bude zavedena stavová rovnice pro reálnou vodní páru. Nejprve je však nutno podotknout, že stavová rovnice pro reálný plyn je velice složitá, proto se různými způsoby zjednodušuje a idealizuje. Rovnice (3.10) vychází z klasické stavové rovnice pro ideální plyn. Obsahuje však navíc členy, které jsou funkcí teploty a_0, a_1, a_2, a_3 . Tyto členy jsou počítány z empirických vzorců, které byly určeny pomocí experimentů, viz rovnice (3.11). Pro účely této práce je třeba pouze konstanta a_0 , proto nejsou uvedeny výpočetní rovnice ostatních konstant. [23]

$$p \cdot v = R \cdot T \cdot \left[a_0 + a_1 \cdot \left(\frac{p}{10^6} \right) + a_2 \cdot \left(\frac{p}{10^6} \right)^4 + a_3 \cdot \left(\frac{p}{10^6} \right)^{16} \right] \quad (3.10)$$

$$a_0 = \frac{0,11534}{\left(\frac{T}{100} \right)^2} + \frac{0,04381}{\left(\frac{T-210}{100} \right)^2} - 0,000539 [-] \quad (3.11)$$

Stavová rovnice pro skutečnou tekutinu má tedy tvar:

$$p \cdot v = R \cdot T \cdot a_0 \quad (3.12)$$

3.6.3 Rovnice kontinuity

Rovnice (3.13) představuje zákon zachování hmotnosti a současně rovnici kontinuity pro laminární proudění v obecném diferenciálním tvaru pro trubici (bez změny průřezu).

Vypočítá se z hustoty tekutiny $\rho [kg \cdot m^{-3}]$, z derivace $\frac{\delta}{\delta t}$ podle času, rychlosti proudící tekutiny $w_k [m \cdot s^{-1}]$ a z turbulentní kinetické energie $k_{tur} [m^2 \cdot s^{-2}]$.

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \frac{\delta \rho \cdot w_k}{\delta k} = 0 \quad (3.13)$$

Nyní je potřeba zavést fluktuace a ustředit danou rovnici. Potom se získá rovnice kontinuity pro stlačitelné turbulentní proudění. [23]

$$\frac{\delta \bar{\rho}}{\delta t} + \frac{\delta (\bar{\rho} \cdot \bar{w}_k)}{\delta k} + \frac{\delta (\bar{\rho}' \cdot \bar{w}_k')}{\delta k} = 0 \quad (3.14)$$

3.6.4 Energetická rovnice

Rovnice (3.15) představuje zákon zachování energie a současně energetickou rovnici pro laminární proudění v obecném diferenciálním tvaru

$$\frac{\delta h}{\delta t} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta t} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \cdot \frac{\delta w_k}{\delta t} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta q_k}{\delta k} + \frac{q_v}{\rho} \quad (3.15)$$

Nyní je potřeba zavést fluktuace a ustředit danou rovnici. Potom je získána energetická rovnice pro stlačitelné turbulentní proudění. [23]

$$\begin{aligned} c_p \frac{\delta(\bar{\rho} \cdot \bar{T})}{\delta t} + \frac{\delta(\bar{\rho} \cdot \bar{w}_k \cdot \bar{T})}{\delta k} - \left(\frac{\delta \bar{p}}{\delta t} + \bar{w}_k \cdot \frac{\delta \bar{p}}{\delta k} \right) = \bar{\tau}_{kl} \cdot \frac{\delta \bar{w}_k}{\delta t} - \frac{\delta \bar{q}_k}{\delta k} + q_v - \\ - c_p \cdot \frac{\delta(\rho' \cdot T')}{\delta t} - c_p \cdot \frac{\delta(j'_k \cdot T')}{\delta k} + \overline{w'_k \cdot \frac{\delta p'}{\delta k}} + \overline{\tau'_{kl} \cdot \frac{\delta w'_k}{\delta t}} \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.6.5 Navier Stockesova rovnice

Uvažuje se N – S rovnici v diferenciálním tvaru se zavedenými fluktuacemi:

$$\frac{\delta(\bar{u}_i + u'_i)}{\delta t} + \frac{\delta(\bar{u}_i + u'_i) \cdot (\bar{u}_j + u'_j)}{\delta X_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta(\bar{p} + p')}{\delta X_i} + \nu \cdot \frac{\delta^2(\bar{u}_i + u'_i)}{\delta X_j^2} + f_i \quad (3.17)$$

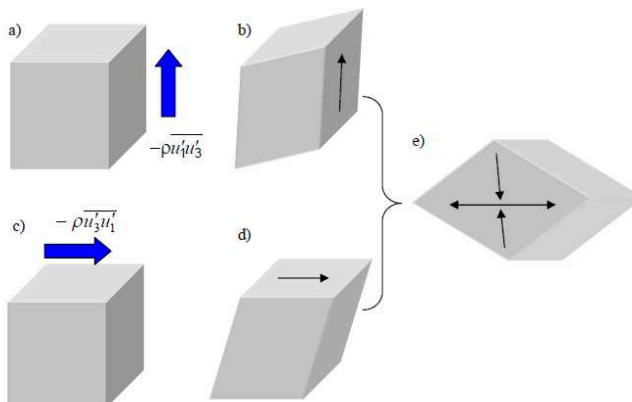
Předpokládá se, že členy $f_i = \bar{f}_i$, $\rho = \bar{\rho}$, pak lze napsat Reynoldsovu pohybovou rovnici, která je velmi podobná N – S rovnici, avšak má navíc jeden člen na levé straně.

$$\frac{\delta \bar{u}_i}{\delta t} + \frac{\delta \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j}{\delta X_j} + \frac{\delta}{\delta X_j} \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta \bar{p}}{\delta X_i} + \nu \cdot \frac{\delta^2 \bar{u}_i}{\delta X_j^2} + f_i \quad (3.18)$$

Rovnice pro fluktuační složky pak je:

$$\frac{\delta(u'_i)}{\delta t} + \frac{\delta \bar{u}_i \cdot u'_j}{\delta X_j} + \frac{\delta u'_i \cdot \bar{u}_j}{\delta X_j} + \frac{\delta(u'_i \cdot u'_j)}{\delta X_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta(p')}{\delta X_i} + \nu \cdot \frac{\delta^2(u'_i)}{\delta X_j^2} + f_i \quad (3.19)$$

Reynoldsova turbulentní napětí mají tvar $-\rho \overline{u'_i \cdot u'_j}$. Na Obrázku (3 – 8) jsou uvedeny deformační účinky těchto napětí při turbulentním proudění. Krychle představuje objem tekutiny, ve kterém je díky víru směřována tekutina o různých rychlostech. [24]



Obrázek 3-8 Deformační účinky Reynoldsových turbulentních napětí [24]

3.6.6 Reynoldsova napětí

Vychází-li se z Obrázku (3 – 8), je třeba si uvědomit, že existuje celkem devět složek Reynoldsových napětí, u kterých platí symetrie podobně jako u viskózních napětí.

$$\begin{bmatrix} \overline{u'_1 \cdot u'_1} & \overline{u'_1 \cdot u'_2} & \overline{u'_1 \cdot u'_3} \\ \overline{u'_2 \cdot u'_1} & \overline{u'_2 \cdot u'_2} & \overline{u'_2 \cdot u'_3} \\ \overline{u'_3 \cdot u'_1} & \overline{u'_3 \cdot u'_2} & \overline{u'_3 \cdot u'_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{u'_1 \cdot u'_1} & \overline{u'_1 \cdot u'_2} & \overline{u'_1 \cdot u'_3} \\ \overline{u'_1 \cdot u'_2} & \overline{u'_2 \cdot u'_2} & \overline{u'_2 \cdot u'_3} \\ \overline{u'_1 \cdot u'_3} & \overline{u'_2 \cdot u'_3} & \overline{u'_3 \cdot u'_3} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Obecně lze říct, že Reynoldsova napětí vytváří tenzor neboli zobecněný vektor o devíti členech. Nezávislých členů je šest. Zde nastává problém, protože tak vzniká velice složitý systém šesti diferenciálních rovnic. Proto je snahou zjednodušovat Reynoldsova napětí v tzv. *modelech turbulence*.

3.6.7 Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě

Tato hypotéza je základem modelů turbulence a věnuje se popisu stavu turbulence pomocí turbulentní viskozity, která je vyjádřena rychlostním měřítkem $u_{rych} [m \cdot s^{-1}]$ a délkovým měřítkem $l [m]$.

$$\mu_t \approx l \cdot u_{rych} \quad (3.21)$$

Předpokládá se, že platí analogie Obrázek (3 - 9) mezi laminárním a turbulentním prouděním. U laminárního proudění platí pro smykové napětí Newtonův vztah a u turbulentního proudění jsou turbulentní napětí a toky úměrné gradientu střední rychlosti, teploty atd.



Obrázek 3-9 Analogie Boussinsquovy hypotézy [24]

Turbulentní kinetická energie se tedy spočítá jako:

$$k_{tur} = \frac{1}{2} \cdot \overline{u'_j \cdot u'_j}$$

$$k_{tur} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1...3} \overline{u'_j \cdot u'_j} = \frac{1}{2} \cdot (\overline{u'^2_1} + \overline{u'^2_2} + \overline{u'^2_3}) \quad (3.22)$$

Je třeba si uvědomit, že turbulentní viskozita není fyzikální vlastnost tekutiny, ale jedná se o vlastnost proudění. Je závislá převážně na hodnotě turbulence a může se výrazně lišit v různých místech proudového pole.

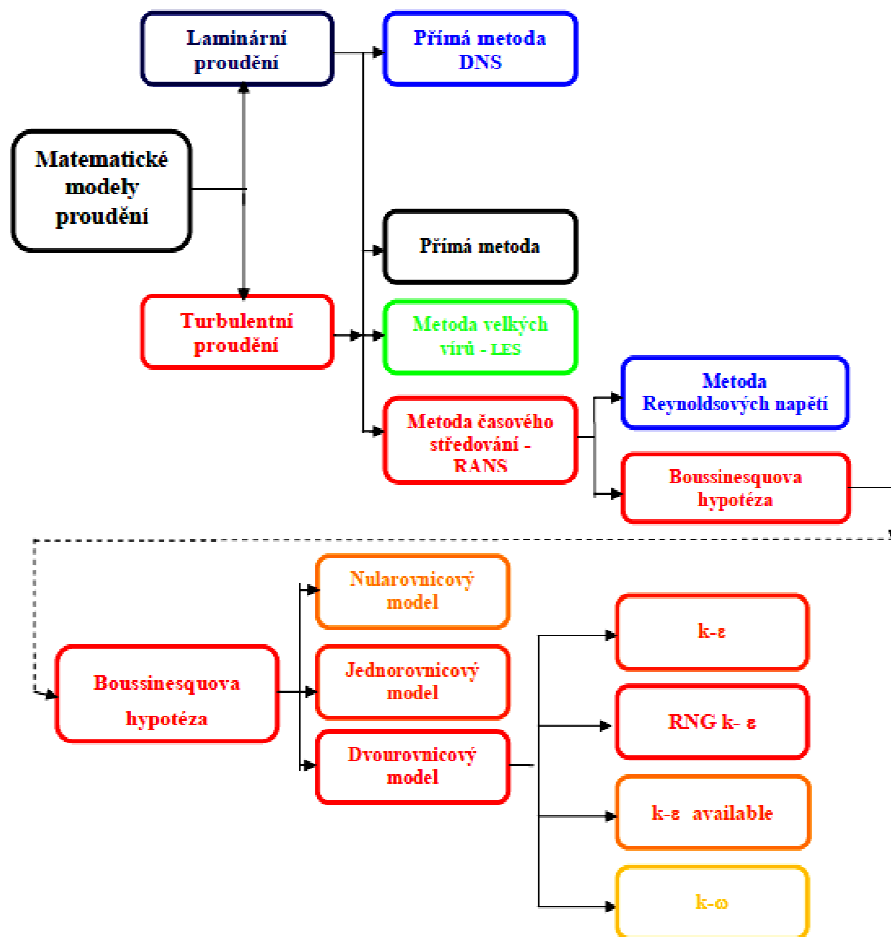
Provede-li se tedy úprava Reynoldsovy pohybové rovnice (3.18) na rovnici (3.23).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial X_i} + \nu \cdot \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial X_j^2} + \nu_t \cdot \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial X_j^2} + f_i \quad (3.23)$$

Modely turbulence se z hlediska turbulentní viskozity v proudovém poli rozdělují podle počtu doplňujících diferenciálních rovnic: [24]

- Nulárovnicové (algebraické) modely
- Jednorovnicové modely
- Dvourovnicové modely

Na níže uvedeném obrázku je souhrn základních metod řešení proudění s důrazem na metody turbulentního řešení a modely, které se zde využívají.



Obrázek 3-10 Blokové schéma matematických modelů turbulence [24]

3.7 Nejpoužívanější modely turbulence v Doosan Škoda Power

Všechny tyto modely využívá software Ansys FLUENT a každý z nich je vhodný v jiné situaci.

3.7.1 Turbulentní model Spalart – Allmaras

Jedná se o jednorovnicový model vytvořený pro aeroprostorové úlohy. Simulace je spolehlivá a čím dál více populárnější, protože se dá pracovat i na relativně hrubých výpočetních sítích s uspokojivými výsledky. Turbulentní viskozita se počítá přímým řešením její transportní rovnice. [23]

3.7.2 Turbulentní model Standard K – ϵ

Jedná se o nejpopulárnější dvourovnicový model a využívá se jako základní model pro další simulace. Obsahuje rovnici kinetické energie, která je utvořena odečtením ustředěné rovnice hybnosti od rovnice neustředěné. Druhou rovnicí je rovnice disipace, která vychází z fyzikální podstaty modelu. Tento model se používá pouze pro plně vyvinutá turbulentní proudění. [23]

3.7.3 Turbulentní model RNG K – ϵ

Tento model je nástavbou turbulentního modelu Standard K - ϵ a jeho výhodou je vylepšená analýza rychlých napěťových proudů a působení vírů na turbulenci. Tato metoda je sice asi o jednu desetinu pomalejší než model Standard, avšak díky lepší analýze v oblastech zavírání je přesnější. [23], [24]

3.7.4 Turbulentní model SST, K - ω

Jedná se o velmi populární dvourovnicový model, který bude použit i v této práci. SST formulace řeší výpočty tečných smykových napětí a k - ω formulace zase umožňuje postihnout chování tekutiny na vnitřní části mezní vrstvy. Proto je tento model přímo použitelný pro celou škálu proudění a to od laminární vrstvy u stěny, přechodové vrstvy až po plně vyvinutou turbulentní část proudu.

3.8 Závěr teorie proudění

Závěrem této kapitoly lze konstatovat, že teorie turbulentního proudění je stále se vyvíjející vědní disciplína a současné znalosti turbulence neumožňují vytvořit jasný a ucelený model, podle kterého by se dala turbulence počítat. Proto zde bylo uvedeno několik základních modelů a rovnic, které se využívají v modelech v současné době využívaných. Jak je vidět, tak se jedná o pokročilou matematiku obsahující soustavy diferenciálních rovnic, se kterými se obtížně manipuluje. Tyto rovnice jsou však implementovány do výpočetních programů jako je např. ANSYS Fluent a zde byly uvedeny pouze pro názornost.

4. 3D numerický výpočet stupně VT5 Ledvice pro proudové parametry a otáčky odpovídající maximální účinnosti

4.1 Úvod praktické části diplomové práce

V praktické části diplomové práce bude proveden trojrozměrný numerický výpočet kompletního stupně experimentální parní turbíny T1MW, viz Příloha D. Tato turbína je osazena lopatkami odvozenými ze stupně turbíny VT5 pro tepelnou elektrárnu Ledvice a nadkritický blok 660 MW.

Před samotným výpočtem je třeba nejprve vytvořit objem proudící páry. K tomu budou využity zadané modely a výkresy lopatek, výkresy vstupního konfuzoru a výstupního kanálu.

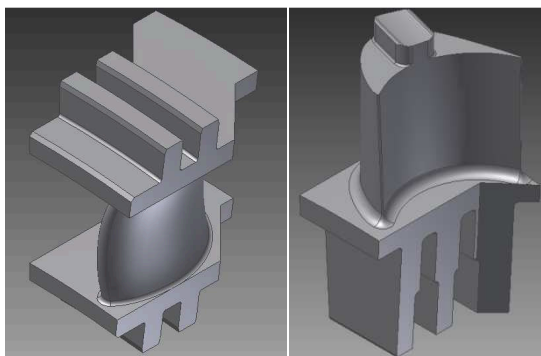
První kapitola praktické části se týká numerického výpočtu stupně pro zadané proudové parametry, které odpovídají maximální účinnosti stupně. Hodnota maximální účinnosti a jiné důležité parametry již byly zjištěny experimenty prováděnými v laboratoři Doosan Škoda Power v Plzni. Úkolem diplomové práce bude nejprve ověřit výpočtem, jestli tyto parametry odpovídají a případné rozdíly vyhodnotit.

V druhé části bude použita geometrii vytvořená v části první s tím, že bude rozšířena o výseč disku oběžného kola rotoru. Na takto upravené geometrii bude zkoumán vliv tření páry o disk na účinnost stupně. Opět bude třeba ověřit výsledky experimentů.

Praktická část bude popsána jako postup tvorby od vytváření geometrie po analýzu výsledků. Bude obsahovat komentáře obrázků, tabulek či grafů.

4.2 Zdroje diplomové práce

Zdroje pro diplomovou práci poskytla společnost Doosan Škoda Power. Jedná se o modely lopatek, tzv. se zvýšenou reakcí, zkoumané parní turbíny vytvořené v modelářském softwaru Catia V5R21. Pro potřebu diplomové práce byly nejprve převedeny do formátů vhodných pro Autodesk Inventor 2011.

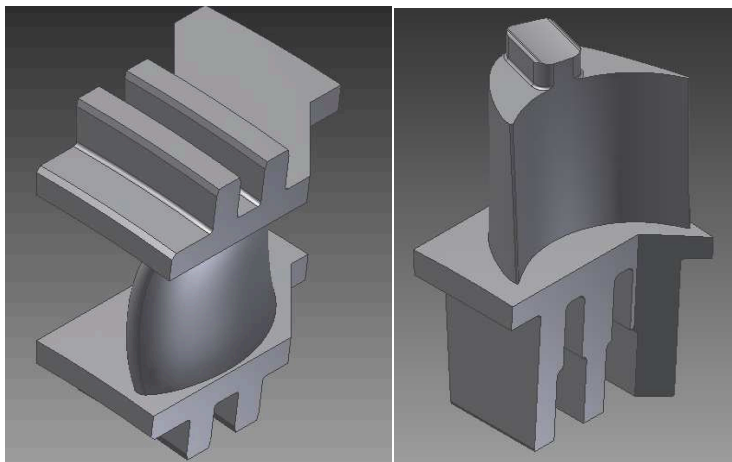


*Obrázek 4-1 Izometrický pohled na modely Rozváděcí a Oběžné lopatky
[Vlastní zpracování]*

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Lopatky z Obrázku (4 – 1) však nejsou pro výpočetní operace v ANSYS Fluent vhodné, protože jejich geometrie obsahuje rádius u paty a u rozváděcí lopatky i u hlavy lopatky. Výsledky výpočtů takových lopatek jsou sice přesnější, ale složitost sítě a větší časová náročnost takových výpočtů zapříčiňuje, že se v praxi využívají spíše upravené (zjednodušené) geometrie lopatek.

Bylo tedy nutné odstranit radiusy přímo v Catii, kde byly lopatky původně tvořeny. Tento krok byl sám osobně velmi jednoduchý. Stačilo pouze smazat příslušný objekt ve stromě prohlížeče. Takto upravené lopatky z Obrázku (4 – 2) je již vhodné použít.



*Obrázek 4-2 Izometrický pohled na modely rozváděcí a oběžné lopatky bez radiusu
[Vlastní zpracování]*

4.3 Tvorba geometrie objemu páry v mezilopátkovém kanálu

Pro modelování proudění jsou potřeba tzv. inverzní modely. Jsou to „vnitřní“ objemy potrubí, dutiny, kanálu či nádoby. V tomto případě se jedná o objem páry protékající kompletním stupněm parní turbíny tj. objem páry ve vstupním konfuzoru, objem páry kolem rozváděcí lopatky, objem páry kolem oběhové lopatky a objem páry ve výstupním kanále.

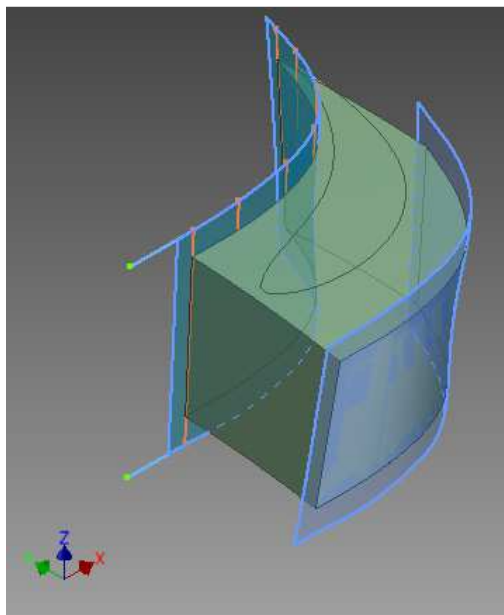
Modely budou vytvořeny pomocí softwaru Autodesk Inventor 2011.

4.3.1 Geometrie objemu páry ve vstupním konfuzoru a rozváděcí lopatce

Z úvodní analýzy problému a rozměrového rozvrhnutí geometrie bylo zjištěno, že je vhodné minimalizovat počet povrchových ploch, hran a bodů, ke kterým by se mohly, při vytváření výpočetní sítě, chytat buňky, což by mělo negativní vliv na samotnou síť a především na kvalitu výpočtu.

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

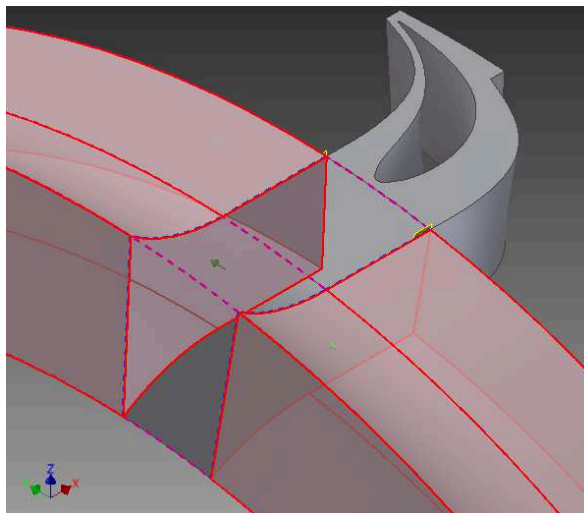
Nejprve se tedy model ořezal do požadovaných rozměrů, odstranil se přebytečný materiál a byl ponechán pouze list lopatky. Dále byla, v 3D náčrtech, vytvořena soustava přímek sbíhajících se na ose rotace „x“. Tyto přímky byly vhodně oříznuty a vrcholy vzniknuvších úseček propojeny pomocí křivek. Vznikla tak 3D plocha reprezentující hranici budoucího kanálu. Tuto plochu bylo nutno zkopírovat a kopii potočit o rozteč $7,2^\circ$ (50 Rozváděcích lopatek). Tímto krokem byly získány obě hranice, mezi kterými se vygeneroval objem páry, jak je vidět na Obrázku (4 – 3).



Obrázek 4-3 Úprava Rozváděcí lopatky [Vlastní zpracování]

Pomocí boolovské operace *Rozdíl* byl odečten objem listu lopatky od objemu páry v kanále.

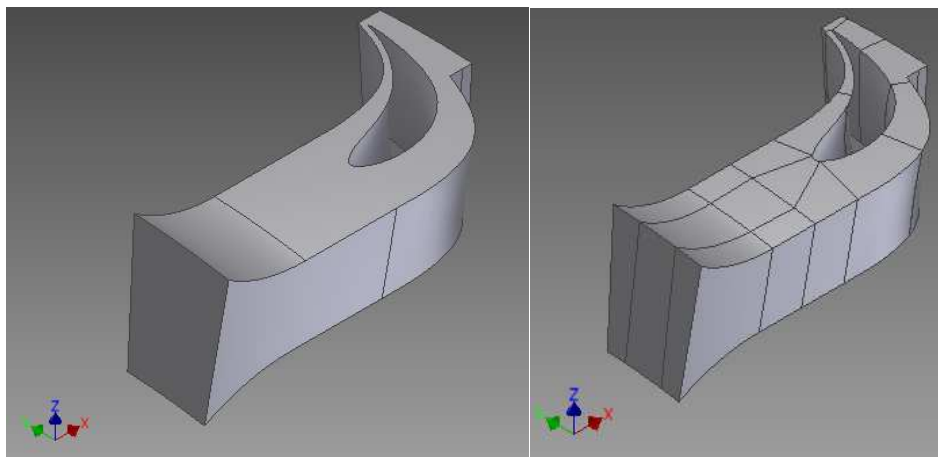
Objem páry ve vstupním konfuzoru byl vytvořen orotováním 2D náčrtu profilu konfuzoru. Požadovaná výseč se získala pomocí funkce *Vyřezání*. Hranice tvořily roviny rovnoběžné se stěnami objemu páry v rozváděcí lopatce, tak jak je vidět na Obrázku (4 – 4).



Obrázek 4-4 Výřez vstupního konfuzoru [Vlastní zpracování]

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

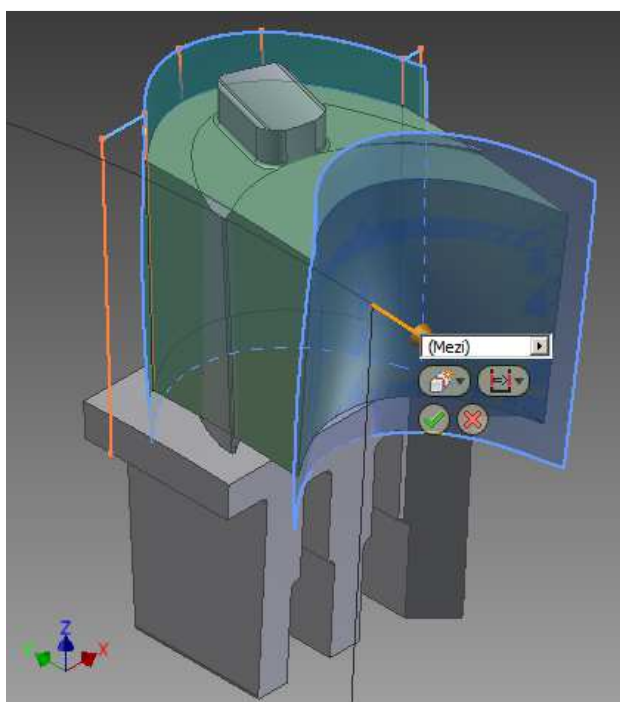
Předcházejícími kroky byla získána geometrie, která je uvedena na levé straně Obrázku (4 – 5). Tuto geometrii tvoří jeden blok, což je nevýhodná forma pro vytváření výpočetní sítě v ANSYS Workbench. Z tohoto důvodu bylo třeba celou geometrii rozčlenit na soustavu šestnácti segmentů zobrazených na pravé části Obrázku (4 – 5).



Obrázek 4-5 Porovnání monoblokové geometrie VK + RL se segmentovou geometrií
[Vlastní zpracování]

4.3.2 Geometrie páry kolem oběžné lopatky

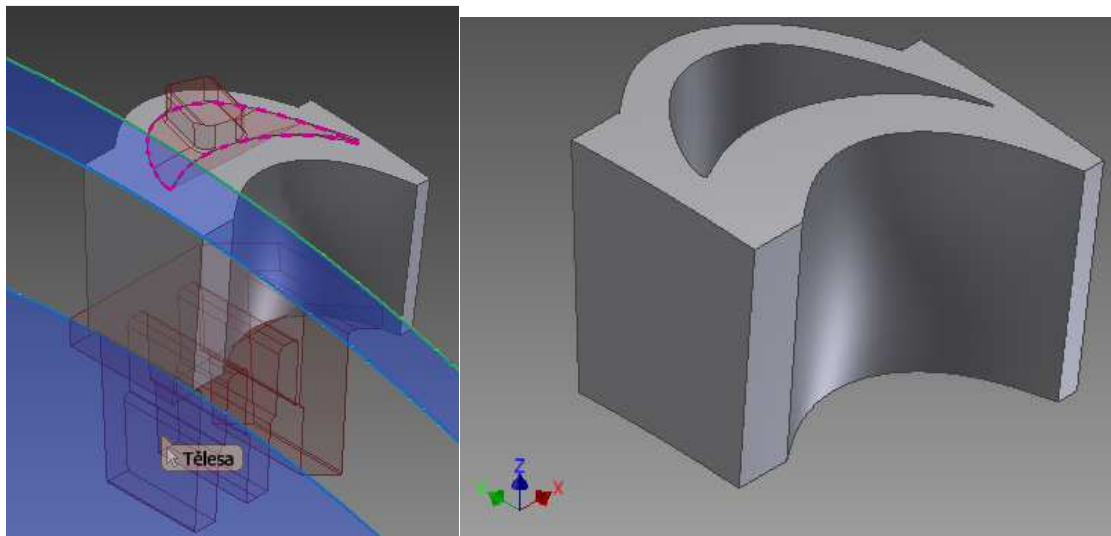
Snahou bylo, dodržet obdobný proces tvorby geometrie. Nejprve se opět ořezal model lopatky do požadovaných rozměrů. Dále se vytvořila soustava přímek sbíhajících se na ose rotace „x“. Přímký se oříznuly a propojily se vrcholy úseček pomocí křivek. Vzniklou plochu bylo třeba zkopírovat a kopii potočit o rozteč $6,21^\circ$ (58 Oběhových lopatek). Získaly se tak obě hranice, mezi kterými se vygeneroval objem páry, jak je vidět na Obrázku (4 – 6).



Obrázek 4-6 Vytváření tvaru hledané geometrie pomocí funkce "Rotace"
[Vlastní zpracování]

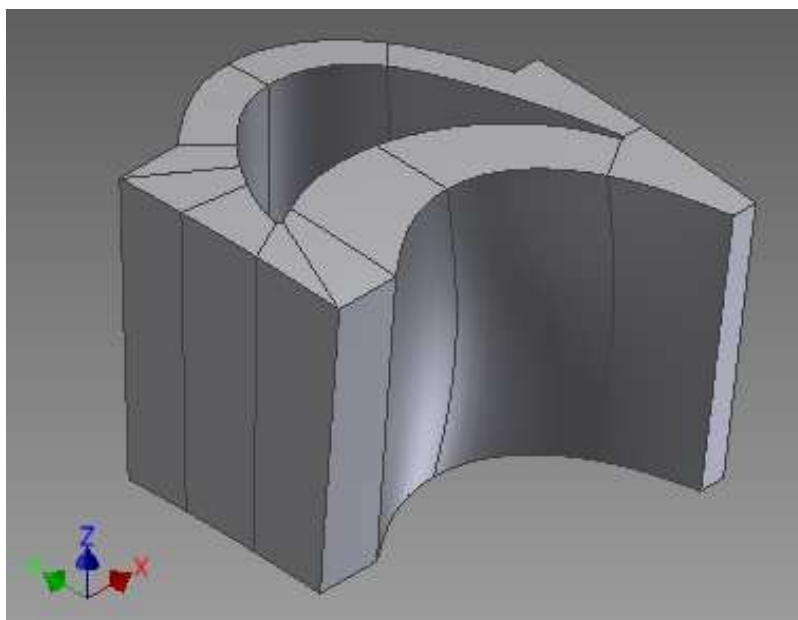
Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Postupným odstraňováním přebytečného materiálu lopatky a aplikací boolovských operací *Rozdíl* a *Sjednocení* byla obdržena geometrie páry proudící kolem oběhové lopatky, viz Obrázek (4 – 7).



Obrázek 4-7 Odstraňování přebytečného materiálu a geometrie objemu páry kolem OL
[Vlastní zpracování]

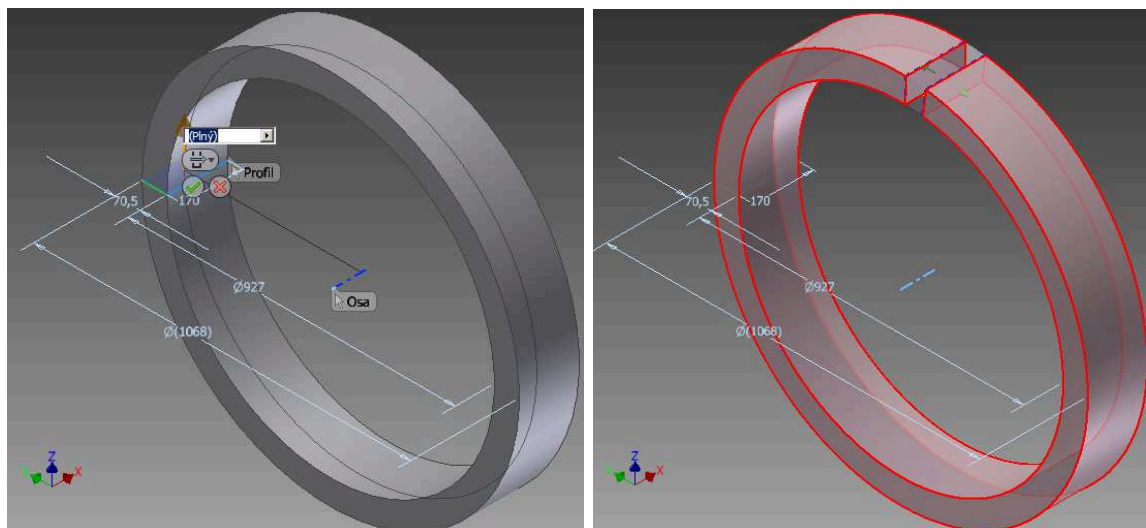
Monobloková geometrie není ani v tomto případě vhodná pro vytváření výpočetní sítě způsobem, který je uveden v podkapitole 4.5.3, proto je i zde nutné rozdělení. V tomto případě na jedenáct segmentů, jak je vidět na Obrázku (4 – 8).



Obrázek 4-8 Multibloková geometrie objemu páry obtékající oběhovou lopatku
[Vlastní zpracování]

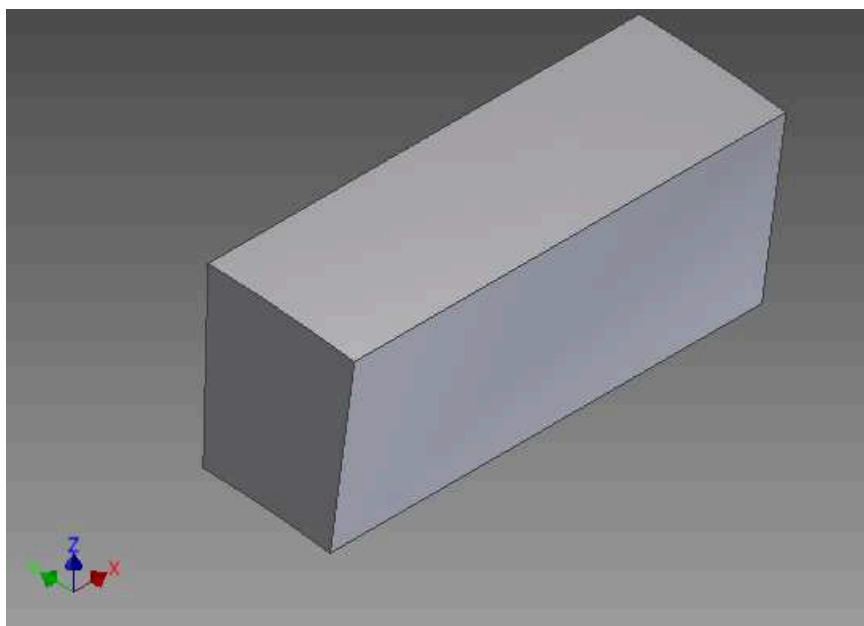
4.3.3 Geometrie páry ve výstupním kanále

V prvním kroku byl ve 2D náčrtu nakreslen profil objemu páry ve výstupním kanále, který byl následně orotován o 360° kolem osy rotace „x“, viz levá strana Obrázku (4 – 9). Model byl následně implementován do sestavy celkového kanálu a pomocí vazeb byl umístěn do připravené pozice. Tento krok umožnil vytvořit dvojrozměrné roviny, které na pravé straně Obrázku (4 – 10) představují hranice pro vyřezání hledané výseče.



*Obrázek 4-9 Kompletní objem páry ve výstupním kanálu a vyřezání hledané výseče
Výstupního kanálu [Vlastní zpracování]*

Na Obrázku (4 – 10) je vidět výsledná geometrie objemu páry ve výstupním kanále. Jelikož je její tvar velmi jednoduchý bez složitých trojrozměrných ploch, tak není nutné tuto geometrii rozdělovat do bloků.

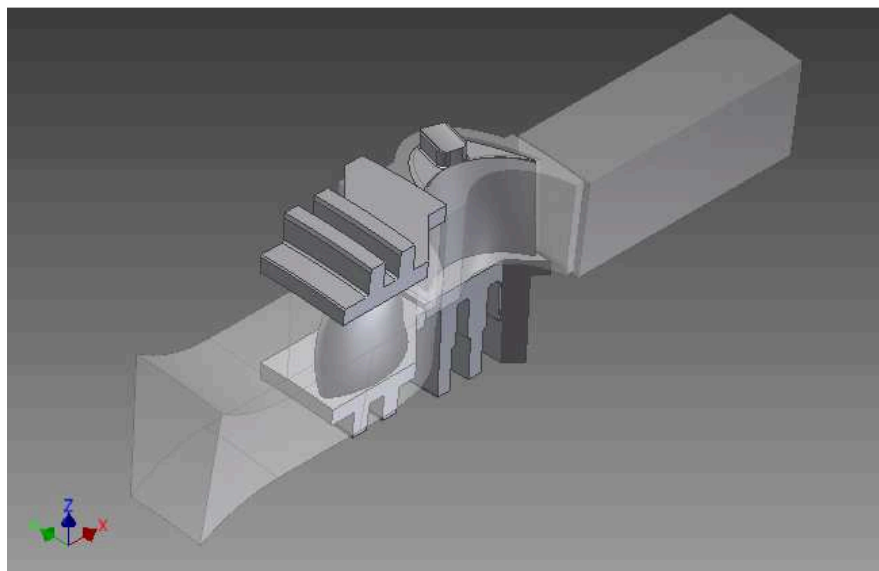


Obrázek 4-10 Výsledná geometrie objemu páry ve výstupním kanálu [Vlastní zpracování]

4.3.4 Sestava výsledného inverzního modelu

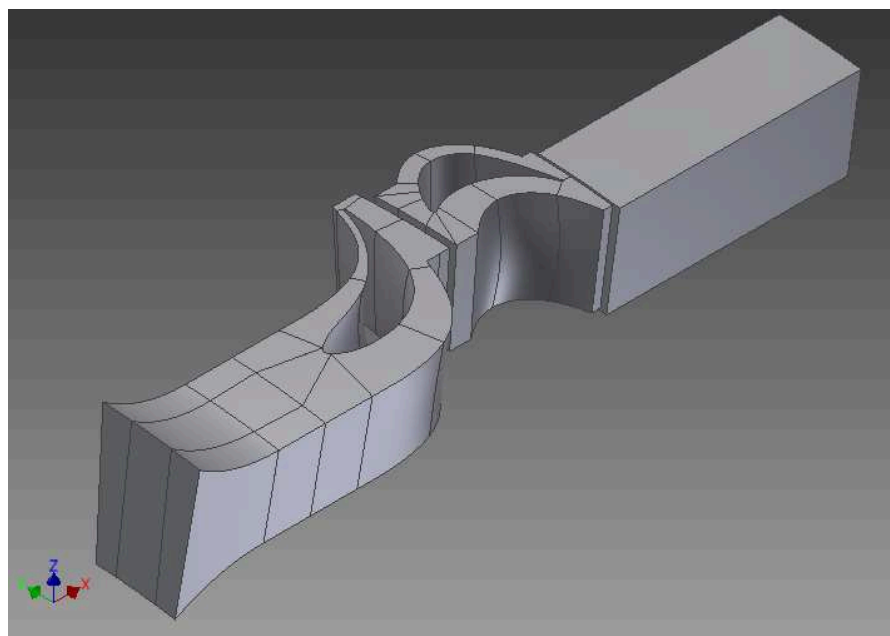
Posledním krokem bylo poskládání modelů do sestavy, která bude dále využita v programu ANSYS Fluent.

Obrázek (4 – 11) je zde uveden pro lepší představu polohy mezilopatkového kanálu vzhledem k samotným lopatkám.



*Obrázek 4-11 Geometrie mezilopatkového kanálu s implementovanými lopatkami
[Vlastní zpracování]*

Na Obrázku (4 – 12) je vidět finální geometrie vzniklá postupem uvedeným v předcházejících podkapitolách.



*Obrázek 4-12 Isometrický pohled na multiblokovou geometrii mezilopatkového kanálu
zadaného turbínového stupně [Vlastní zpracování]*

Před začátkem práce v ANSYS je nutné převést geometrii z formátu „.aim“, který používá Inventor pro sestavy, na model v neutrálním formátu „.igs“.

4.4 Úprava geometrie v ANSYS

ANSYS je profesionální software sloužící k řešení rozmanitých problémů např. z oblastí akustiky, elektromagnetismu, mechaniky a přenosů tepla a hmoty a to jak ve 2D tak ve 3D. Prostředí Workbench slouží jako správce, ale také je v něm možné upravovat geometrii a vytvářet výpočetní síť. [26]



DesignModeler je program implementovaný v ANSYS Workbench. Slouží k vytváření a úpravě geometrie pro výpočet na Obrázku (4 – 13) je uveden v *Project Schematic* pod názvem *Geometry*. Na Obrázku (4 – 14) je vidět prostředí *DesignModeler*.



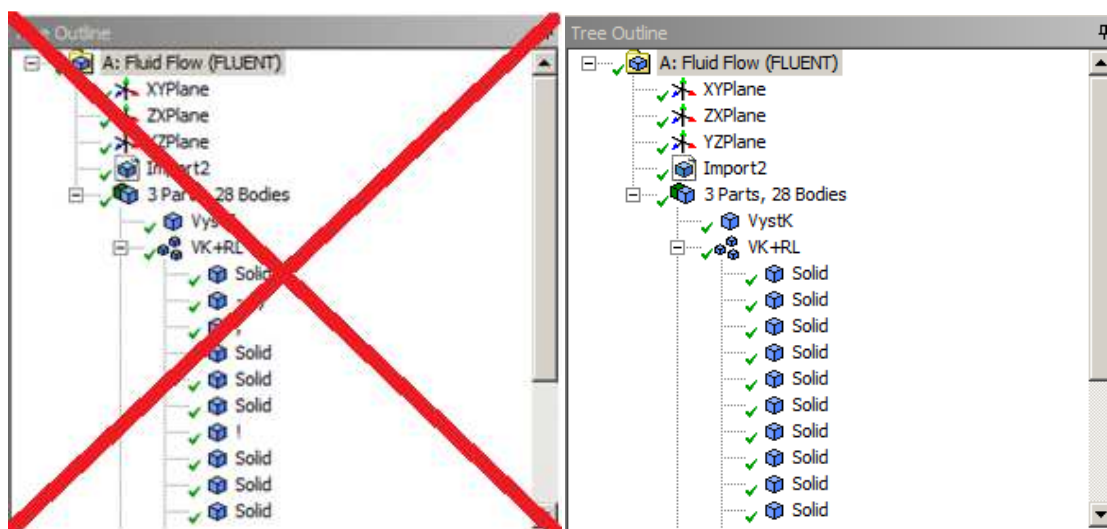
4.4.3 Proces úpravy geometrie

Nejprve je nutné vytvořit nový projekt ve Workbench. V *Toolboxu* se rozvine roletka *Analysis Systems* a zvolit si proudění *Fluid Flow* pomocí softwaru *Fluent*. Tímto krokem se v *Project Schematic* vytvořilo schéma projektu, které je třeba postupně vyplnit.

Po otevření *DesignModeler* je třeba importovat geometrii ve formátu „.igs“ vytvořenou v minulých kapitolách.

Po importu je nutné dbát na to, aby měly všechny bloky geometrie stejný defaultní název *Solid*, viz Obrázek (4 – 15). Pokud se stane, že jeden nebo více bloků má jiný název, tak je nutné tento problém vyřešit před jakoukoli další činností. Přejmenovat takto „pokřivené“ bloky nelze, takže jediné možné řešení je reimport dat.

Pokud by byl tento zdánlivě banální problém, vzniklý při konverzi dat, ignorován, tak by zapříčinil nemožnost nastavení periodických podmínek až v samotném *Fluentu*, proto je vhodné provést vizuální kontrolu v *Tree Outline* a tomuto problému předejít.



Obrázek 4-15 Chyba při importu a správné názvosloví jednotlivých částí geometrie
[Vlastní zpracování]

Dalším krokem při nastavování geometrie v *DesignModeleru* je rozčlenění bloků do zastřešujících partů. Defaultně je každý blok samostatný part, ale kvůli vytváření sítě je nutné nastavit tzv. konformní a nekonformní prostředí.

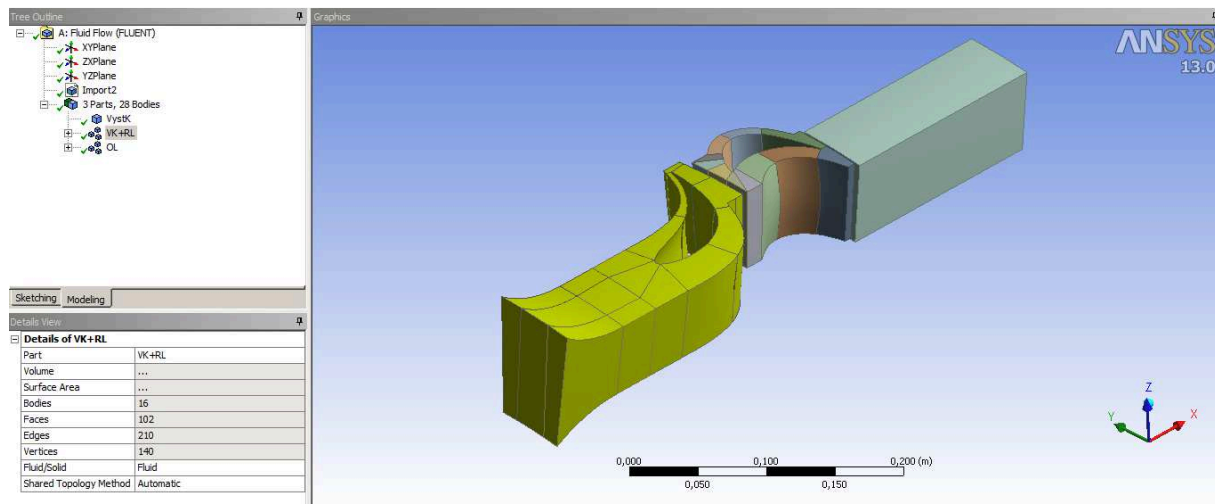
Konformní prostředí slouží k tomu, aby na sebe síť jednotlivých bloků navazovala. Takto vytvořená síť bude v blocích, viz Tabulka (4 – 1).

Název součástí	Název Partu
Vstupní konfuzor a Rozváděcí lopatka	VK+RL
Oběhová lopatka	OL
Výstupní kanál	VystK

Tabulka 4-1 Rozčlenění geometrie [Vlastní zpracování]

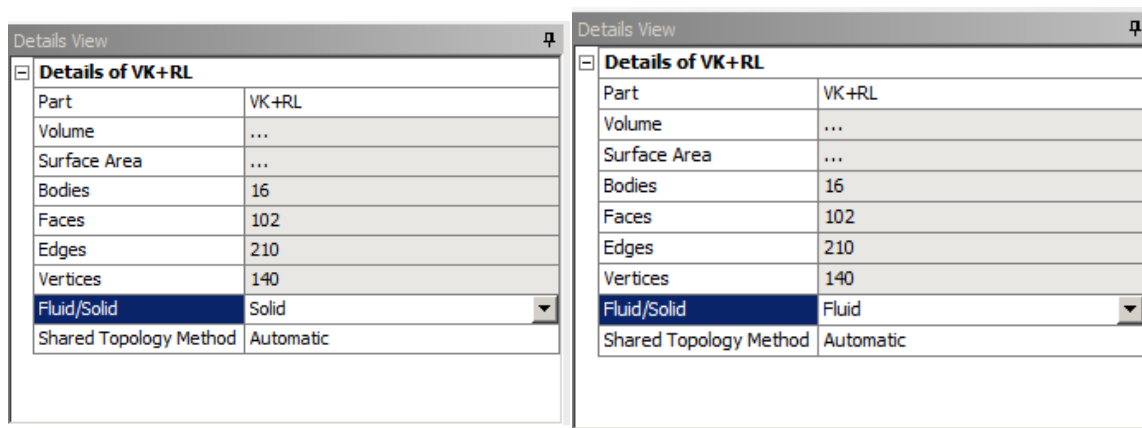
Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Mezi party uvedenými v Tabulce (4 – 1) bude tzv. nekonformní prostředí a buňky výpočetní sítě na sebe navazovat nebudou. Na Obrázku (4 – 16) je uveden příklad takto vytvořeného zastřešujícího partu vstupního konfuzoru a rozváděcí lopatky.



Obrázek 4-16 Příklad zastřešujícího partu VK+RL s konformním prostředím [Vlastní zpracování]

Posledním krokem, který musel být v *DesignModeleru* proveden je volba materiálu. Defaultně je vždy nastaven pevný materiál *Solid*, avšak zde bude řešeno proudění přehřáté vodní páry, proto byl materiál přepnut na tekutinu, tedy *Fluid*, viz Obrázek (4 – 17).



Obrázek 4-17 Nastavení materiálu Solid/Fluid [Vlastní zpracování]

Tímto krokem je ukončena práce v *DesignModeleru*. Nyní je na řadě vytvoření výpočetní sítě. K tomu se dá použít celá řada sofistikovaných programů určených přímo pro síťování turbínových stupňů. Avšak vzhledem k dostupným pracovním prostředkům je použit tzv. mesher implementovaný v ANSYS Workbench, který je universální, i když pro práci na takto složitých geometriích není zcela vhodný.

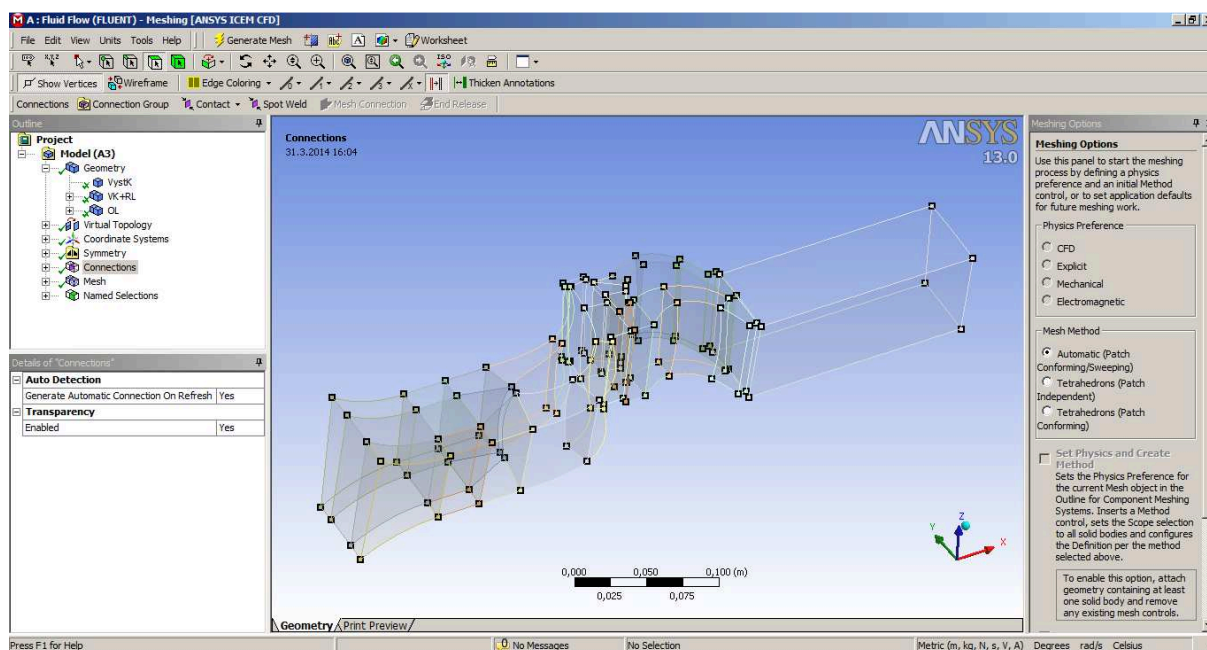
4.5 Tvorba výpočetní sítě

4.5.1 ANSYS Meshing

Tento software slouží k vytváření výpočetní sítě a je implementován v ANSYS Workbench. Nelze zapnout samostatně, ale lze jej pustit už v rozpracovaném projektu a to ve chvíli dokončené geometrie. Nejedná se o nejlepší ani o nejrychlejší mesher, ale o universální software, ve kterém lze vytvořit většinu sítí o dostatečné kvalitě pro výpočet, i když s větší časovou náročností.

4.5.2 Příprava na síťování

Na Obrázku (4 – 18) je uvedena úvodní obrazovka ANSYS Meshing. Z tohoto obrázku lze vyčíst několik informací. Volí se zde např. metoda síťování. V tomto případě byla ponechána defaultně nastavená automatická metoda síťování. Průhledný model s označením uzlových bodů a hran zase říká, že je model nastavený jako tekutina. Což je nutnost pro CFD.

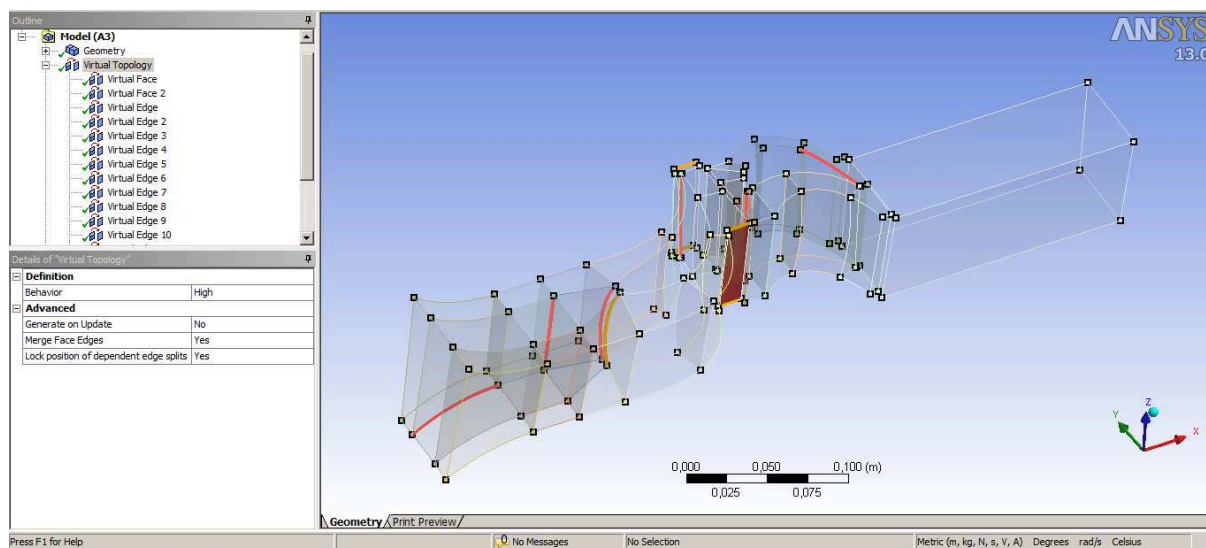


Obrázek 4-18 Úvodní obrazovka ANSYS Meshing [Vlastní zpracování]

Ve stromě na levé straně Obrázku (4 – 19) je v záložce *Model (A3)* možnost nadefinování *Virtual Topology*. Tato funkce je nesmírně důležitá k vyčištění geometrie. Odstraní přebytečné body a sjednotí hrany či plochy. Není vždy nutné ji používat, avšak v tomto případě to bylo nezbytné, protože vytvoření konformního prostředí vygenerovalo virtuální body v geometrii, ke kterým by se mohly chytat elementy sítě, a to by zhoršovalo kvalitu sítě.

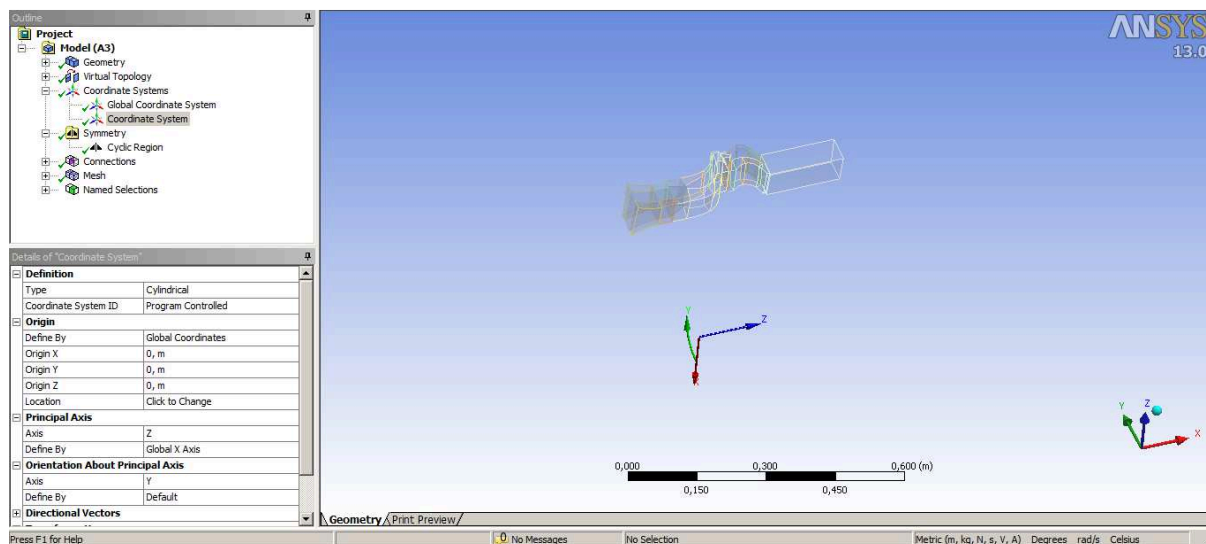
Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Na Obrázku (4 – 19) jsou dále barevně vyznačeny hrany a plochy, které byly tzv. vyčištěny. Pokud by některé z těchto hran nevyhovovaly nebo by bylo vyžadováno příslušné body ponechat na svém místě, tak je možné tyto virtuální úpravy geometrie vymazat ve stromě na levé straně obrázku.



Obrázek 4-19 Virtuální topologie a vyčištění geometrie [Vlastní zpracování]

Dalším krokem nastavení mesheru je vytvoření rotačního souřadnicového systému, viz Obrázek (4 – 20). Tento úkon byl proveden tak, že byl ve stromě zvolen *Create New Coordinate System*. Nově vytvořený souřadnicový systém byl nastaven jako *Cylindrical* s počátkem v globálním souřadnicovém systému a globální osou rotace „x“.



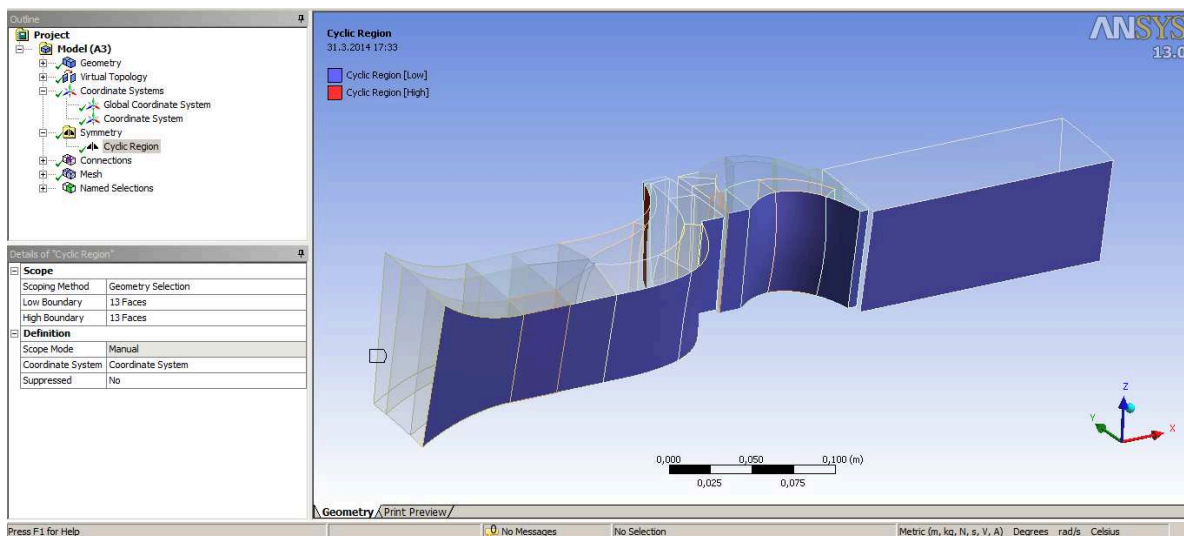
Obrázek 4-20 Nastavení rotačního souřadnicového systému [Vlastní zpracování]

Rotační souřadnicový systém je nutné nastavit, protože je modelována pouze část rotačního kanálu. Tudíž je nutná podmínka periodicity.

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Podmínka periodicity se v ANSYS Meshing určuje tak, že se ve stromě na levé straně Obrázku (4 – 21) nadefinuje *Symetry* a zde se zvolí *Cyclic Region*. Dalším krokem specifikace hranic periodicity. Ty jsou na obrázku označeny modrou a červenou barvou.

Podmínkou je, aby plochy jednotlivých bloků měly stejnou velikost, a také je nutno počítat s tím, že buňky sítě na těchto plochách jsou totožné.

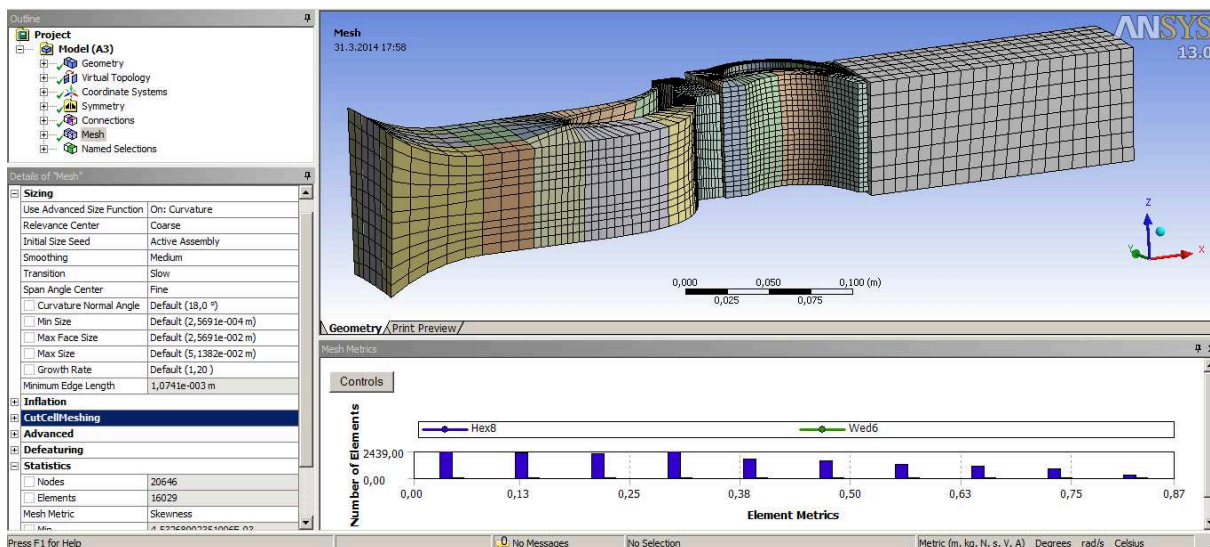


Obrázek 4-21 Podmínka periodicity [Vlastní zpracování]

4.5.3 Tvorba výpočetní sítě

Nyní již jsou splněny všechny potřebné kroky a lze přistoupit k samotnému vytvoření výpočetní sítě.

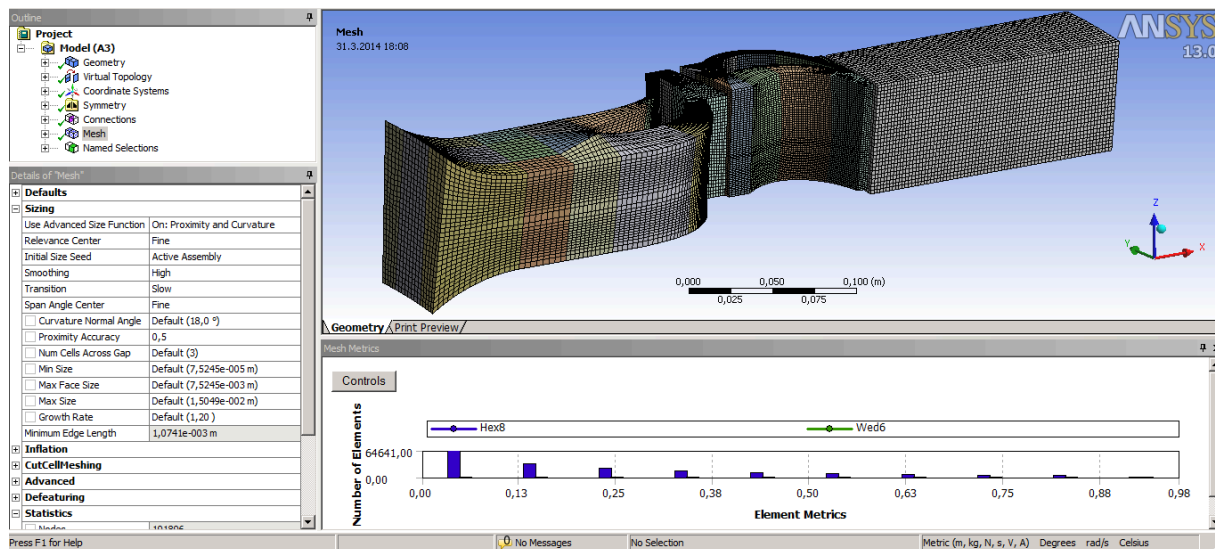
Nejprve je vždy vhodné vygenerovat hrubou výpočetní síť bez jakýchkoliv úprav, viz Obrázek (4 – 22). Tento krok slouží k ověření, že vše je správně nastaveno. Dále je vhodné aktivovat histogram kvality buněk s parametrem šikmosti *Skewness*, který nesmí být vyšší než 0,98. Vhodnější je však mít větší rezervu. Pokud se v geometrii vyskytují buňky o vyšší šikmosti, tak výpočet může padat či dodávat přinejmenším nepřesné výsledky.



Obrázek 4-22 Hrubá výpočetní síť s histogramem šikmosti buněk [Vlastní zpracování]

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Dalším krokem je obecné nastavení velikosti buněk. To se nastavuje v *Details of Mesh*, které jsou uvedeny na levé straně Obrázku (4 – 23). Zde se rozbolí roletka *Sizing* a zmenší velikost buněk, zlepší vyhlazování a změní pokročilá funkce velikosti elementů. Výsledkem těchto úprav je sice jemnější síť, avšak jak je vidět na histogramu, tak kvalita se zhoršila. Proto je nutné přistoupit k manuálnímu nastavení sítě.



Obrázek 4-23 Zjemnění hrubé výpočetní sítě [Vlastní zpracování]

Následující postup se v praxi přímo nepoužívá. Je poměrně časově náročný a kvalita sítě není tak vysoká jako při použití sofistikovaného softwaru, ale pro potřeby diplomové práce je dostačující.

Základní funkce, které se používají při manuálním síťování v ANSYS Meshing jsou:

Sizing, tato funkce slouží k nastavení velikosti prvků. Dá se implementovat buďto na hranu (*Edge Sizing*) anebo na plochu (*Face Sizing*). Na Obrázku (4 – 24) je uveden příklad nastavení nejpoužívanější funkce *Edge Sizing*. V této práci je použit prakticky pouze typ *Number of Divisions* neboli počet dílků na hranu. *Behavior* definuje chování *Sizing*. Pokud se nastaví *Soft*, tak se počet dílků přizpůsobí ostatním funkcím a pokud se nastaví *Hard*, tak bude počet dílků pevně stanoven. *Bias* slouží ke zhuštění sítě a *Bias Factor* pomáhá zhuštění nastavit. Zde byla tato funkce použita k vytvoření mezních vrstev u stěn listu lopatky.

Details of "Edge Sizing 2" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Edge
Definition	
Suppressed	No
Type	Number of Divisions
<input type="checkbox"/> Number of Divisions	60
Behavior	Soft
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default
Bias Type	— — — —
<input type="checkbox"/> Bias Factor	10,

Obrázek 4-24 Nastavení Sizing [Vlastní zpracování]

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

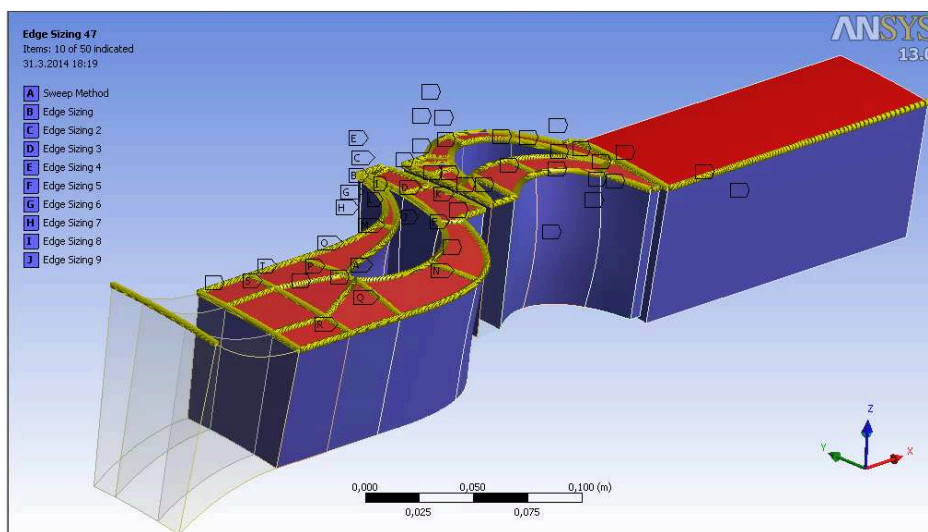
Method, tato funkce je rozšířením automatické metody volené na úvodní obrazovce ANSYS Meshing. Vhodný výběr metody síťování pomáhá zlepšit kvalitu sítě a snižuje množství potřebných *Sizing*. I zde je uveden příklad nastavení síťovací metody, viz Obrázek (4 – 25).

Nejprve se zvolí tělesa, resp. bloky, na které se zvolená metoda použije. Dále se vybere samotná síťovací metoda. V této práci byla použita především *Sweep* neboli Vysunutí. Tato metoda funguje tak, že se vybere zdrojová a cílová plocha, zvolí se počet dílků na trajektorii a případné zhuštění např. kvůli mezní vrstvě.

Vhodným zkombinováním těchto dvou předešlých funkcí na jednotlivé hrany plochy nebo tělesa byla vytvořena kostra výpočetní sítě uvedená na Obrázku (4 – 26).

Details of "Sweep Method" - Method	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	13 Bodies
Definition	
Suppressed	No
Method	Sweep
Element Midside Nodes	Use Global Setting
Src/Trg Selection	Manual Source and Target
Source	13 Faces
Target	13 Faces
Free Face Mesh Type	Quad/Tri
Type	Number of Divisions
<input type="checkbox"/> Sweep Num Divs	100
Sweep Bias Type	— — — — —
<input type="checkbox"/> Sweep Bias	10,
Element Option	Solid
Constrain Boundary	No

Obrázek 4-25 Nastavení metody [Vlastní zpracování]



Obrázek 4-26 Kostra výpočetní sítě [Vlastní zpracování]

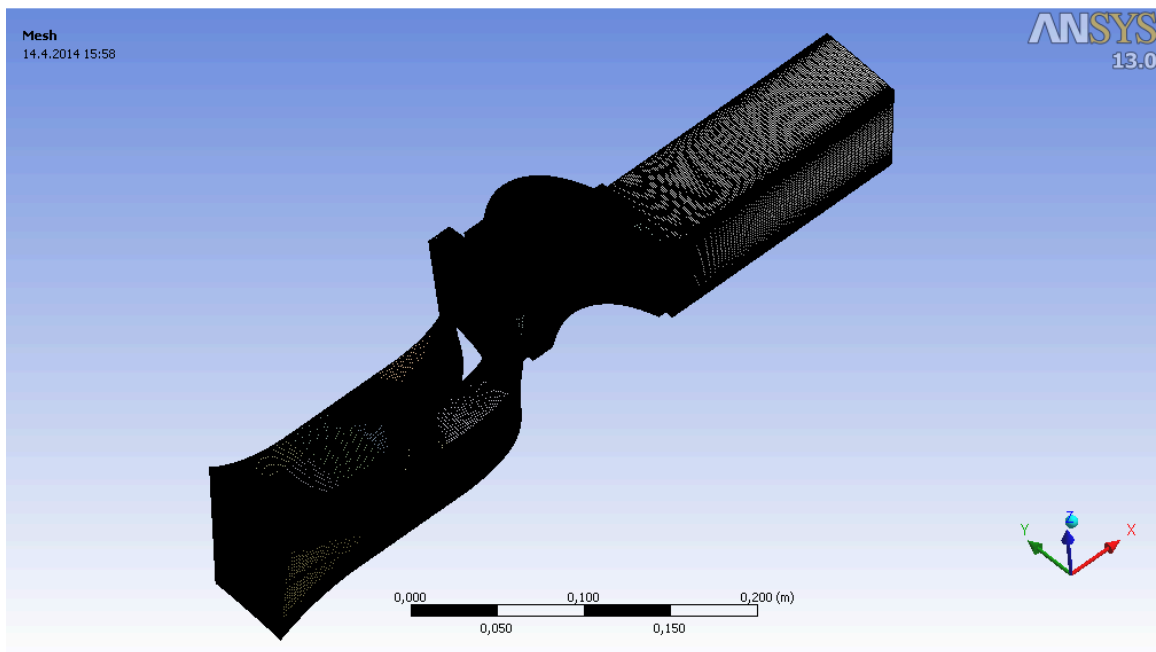
Vytvoření takto komplexní sítě již vyžaduje značnou výpočetní kapacitu. Proto je zde pro zajímavost uvedena Tabulka (4 – 2), ve které je porovnání výpočetního času vygenerování sítě na počítačích, které byly k práci použity, viz příloha B.

Počítač	Výpočetní čas vygenerování sítě
PC1	24 minut
PC2	8 minut

Tabulka 4-2 Výpočetní čas vygenerování sítě [Vlastní zpracování]

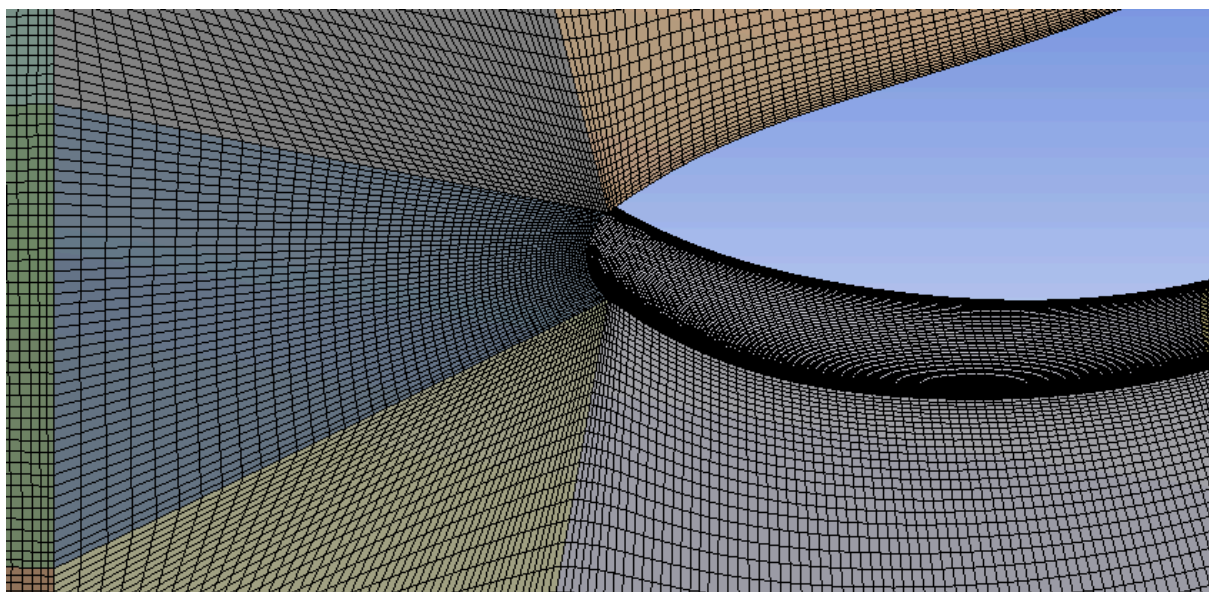
Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Na Obrázku (4 – 27) je zobrazena výsledná výpočetní síť, která bude použita pro numerické výpočty. Tato síť obsahuje **3 446 150** převážně hexagonálních buněk. Dále obsahuje mezní vrstvy u stěn lopatek a v horní a dolní části kanálu. Tyto vrstvy slouží k lepšímu postihnutí proudění u stěn. Obrázek sám není příliš zřetelný z důvodu velkého počtu buněk, proto bude dále uvedeno několik detailnějších pohledů na důležitá místa sítě.



Obrázek 4-27 Výsledná výpočetní síť [Vlastní zpracování]

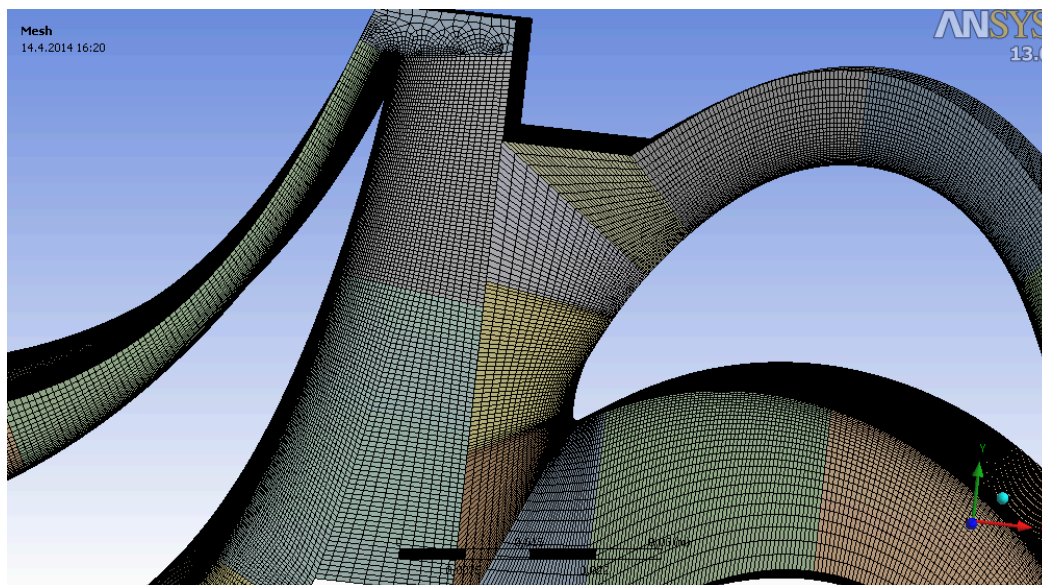
Na Obrázku (4 – 28) je zobrazena výpočetní síť u nátokové hrany rozváděcí lopatky. Jak je vidět, tak v tomto sektoru se vyskytují pouze pravidelné hexagonální buňky. Kromě toho je patrná mezní vrstva vyjádřená zhuštěním sítě u stěny lopatky i u nátokové hrany.



Obrázek 4-28 Výpočetní síť u nátokové hrany rozváděcí lopatky [Vlastní zpracování]

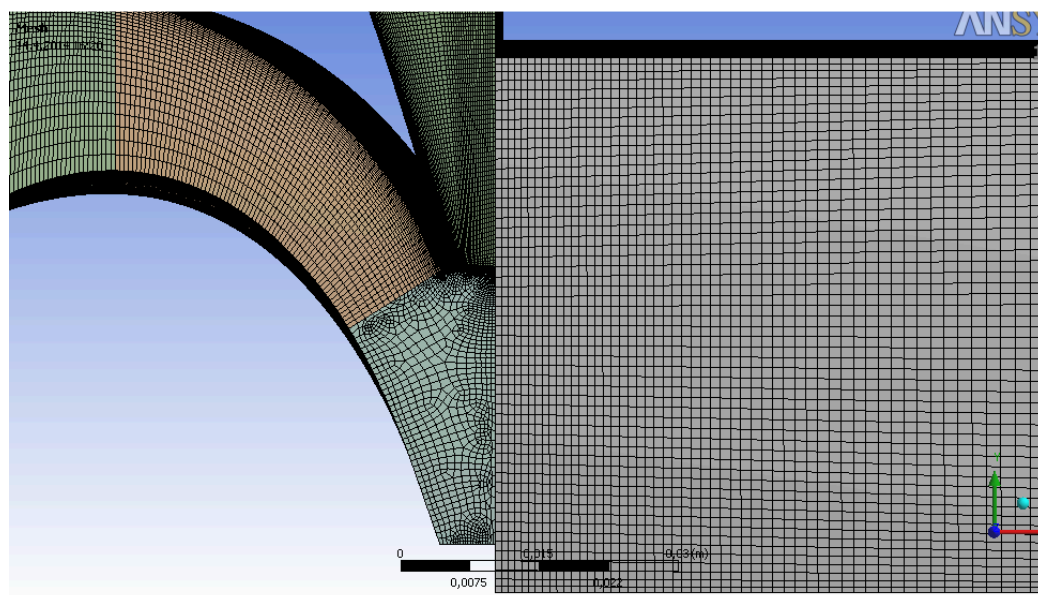
Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Na Obrázku (4 – 29) je zobrazena síť na přechodu mezi rozváděcí a oběhovou lopatkou. Je potřeba především zmínit horší kvalitu sítě na špičce rozváděcí lopatky. Ta je způsobena samotnou filosofií tvorby výpočetní sítě. Všechny bloky mají čtyřhranný profil. To zabezpečuje automatickou tvorbu hexagonální sítě a napomáhá to zlepšení její kvality. Blok umístěný na výstupu z rozváděcí lopatky má šestihranný profil, proto je kvalita sítě horší, avšak i přesto je maximální šikmost buněk v tomto bloku na hodnotě 0,74.



Obrázek 4-29 Výpočetní síť na rozhraní RL – OL [Vlastní zpracování]

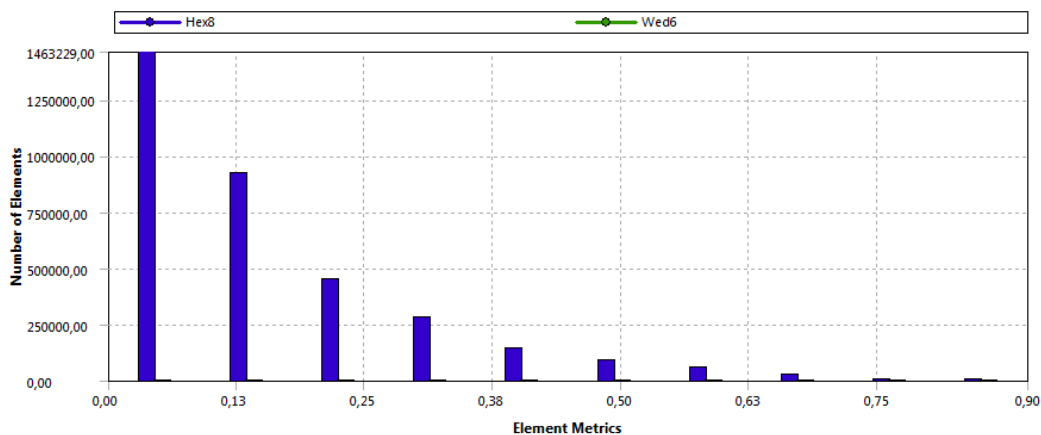
Na Obrázku (4 – 30) je vidět podobný problém. Bloky v oběhové lopatce jsou také koncipovány jako čtyřhranné profily, ale blok na výstupu má těchto hran šest. To opět způsobuje horší kvalitu sítě s maximální šikmostí kolem 0,9.



Obrázek 4-30 Výpočetní síť na rozhraní OL - VystK [Vlastní zpracování]

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

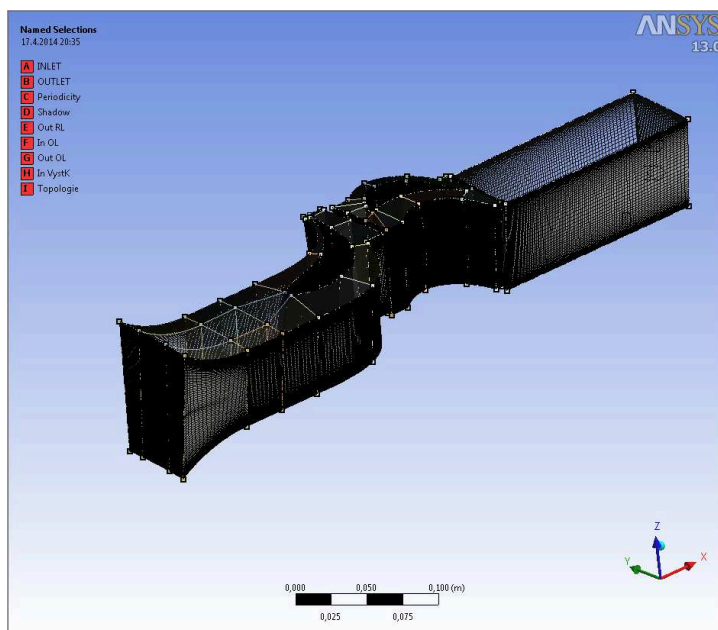
Další Obrázek (4 – 31) ukazuje histogram kvality sítě s parametrem *Skewness*, nebo li šikmost. Je vidět, že se v geometrii nevyskytují buňky o šikmosti větší než 0,98. Histogram dále ukazuje, že geometrie obsahuje převážně buňky o nízké šikmosti 0,0452. Pouze minimální část buněk se nachází na doporučené mezní hranici 0,9. Poslední nezanedbatelná skupina je na hodnotě šikmosti 0,852. Konkrétně se jedná o 2880 buněk a to je přibližně 0,084 % veškerých buněk ve výpočetní síti.



Obrázek 4-31 Histogram kvality sítě s parametrem *Skewness* / šikmost
[Vlastní zpracování]

4.5.4 Topologie a přednastavení ploch pro okrajové podmínky

Posledním krokem ANSYS Meshing je přednastavení ploch pro zadání okrajových podmínek. To se provádí pomocí funkce *Named Selections*. Mesher zvolenému výpočtovému programu vlastně říká, kde má hledat vstup do geometrie *Inlet* a výstup z geometrie *Outlet*. Dále říká, kde jsou přestupní plochy mezi jednotlivými party. Definuje též hranice periodicity a zdůrazňuje, na kterých místech se nachází pevné stěny, viz Obrázek (4 – 32).

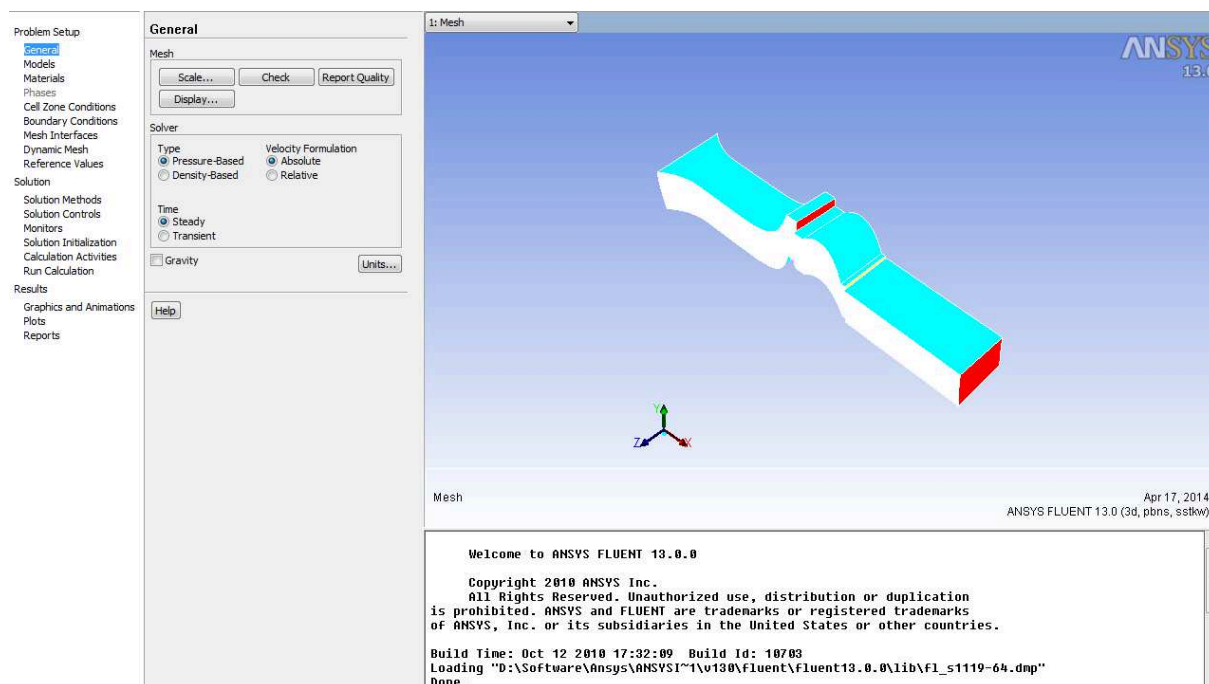


Obrázek 4-32 Named selections na geometrii [Vlastní zpracování]

4.6 ANSYS Fluent – nastavení okrajových podmínek

4.6.1 ANSYS Fluent 13.0

Jedná se o jeden z nejpoužívanějších řešičů CFD. Poskytuje základnu pro 2D i 3D řešení úloh z problematiky proudění či spalování. Je možné řešit laminární i turbulentní proudění, mezifázové proudění, chemické reakce (např. hoření) i přenos tepla. Dle potřeby je možné řešit tyto úlohy stacionárně i nestacionárně. Velkou výhodou programu je kvalitní textová i grafická analýza výsledků. [27]



Obrázek 4-33 Úvodní obrazovka prostředí ANSYS Fluent [Vlastní zpracování]

V následujících podkapitolách bude popsáno nastavení ANSYS Fluent. Budou zmíněny nejdůležitější kroky, které budou v jednotlivých záložkách provedeny. Seznam záložek je uveden na levé straně Obrázku (4 – 33).

4.6.2 General

Jak již název napovídá, tak zde se nastavují obecné parametry. Nejprve bylo potřeba nastavit rozměrové měřítko *Scale*, ve kterém byla vytvořená výpočetní síť. V oddílu jednotek *Units* bylo vhodné změnit defaultně nastavenou úhlovou rychlost $[rad \cdot s^{-1}]$ na otáčky rotoru $[min^{-1}]$. Dále se v této záložce provádí kontrola kvality výpočetní sítě a geometrického nastavení, kterou je vhodné provést několikrát během nastavování okrajových podmínek. V neposlední řadě je zde možné nastavit zobrazení různých částí geometrie a sítě.

4.6.3 Models

V této záložce se nastavují výpočetní modely, jejichž seznam je na Obrázku (3 – 10) a popsány jsou v podkapitole 3.7. Jak už bylo uvedeno, tak v této práci bude využit dvourovnicový turbulentní model SST, $K - \omega$.

4.6.4 Materials

Jak už název napovídá, tak zde se volí materiál proudící tekutiny či materiál pevných stěn. V tomto případě byla z databáze materiálů vybrána vodní pára pro proudící tekutinu *Fluid* a ocel pro pevné stěny *Walls*. Bylo však nutné upravit parametry páry dle zadání.

Hustotu vodní páry bude program počítat automaticky ze stavové rovnice pro ideální plyn.

Měrná teplená kapacita, byla nastavena jako konstantní, avšak je nutno spočítat její přesnou hodnotu, viz níže uvedený výpočet.

Tepelná vodivost, dynamická viskozita a molární hmotnost byly ponechány jako defaultně nastavené konstanty.

4.6.4.1 Specifická plynová konstanta

Specifická plynová konstanta pro vodu $r_{H_2O} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ se vypočítá z universální molární plynové konstanty z [28] o hodnotě: $R = 8314,3 [J \cdot kmol^{-1} \cdot K^{-1}]$. Molární hmotnosti vody určené z ANSYS Fluent $M_{H_2O} = 18,01534 [kg \cdot kmol^{-1}]$ ze vztahu (4.1):

$$\begin{aligned} r_{H_2O} &= \frac{R}{M_{H_2O}} = \frac{8314,3}{18,01534} \doteq 461,512 \\ r_{H_2O} &= \underline{\underline{461,512 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]}} \end{aligned} \quad (4.1)$$

4.6.4.2 Poissonova konstanta

Poissonova konstanta pro přehřátou páru $\kappa [-]$ se určí pomocí výpočetního programu Engineering Equation Solver (EES) na základě materiálu (vodní páry = Steam_IAPWS) a zadaných hodnot z Přílohy A. Jedná se o statickou teplotu na vstupu do stupně $t_0 = 150,7 [^{\circ}C]$ a statický tlak na vstupu do stupně $p_0 = 77,058 [kPa]$. Poissonova konstanta se tedy určí se z funkčního vztahu (4.2):

$$\begin{aligned} \kappa &= IsoentropicExponent(Steam_IAPWS; T = t_0; P = p_0) \\ \kappa &= \underline{\underline{1,316 [-]}} \end{aligned} \quad (4.2)$$

4.6.4.3 Měrná tepelná kapacita

Měrná tepelná kapacita $c_p [J/kg \cdot K]$ se vypočítá z Poissonovy konstanty pro přehřátou páru $\kappa = 1,316 [-]$ a specifické plynové konstanty pro vodu $r_{H_2O} = 461,512 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ ze vztahu:

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r_{H_2O} = \frac{1,316}{1,316 - 1} \cdot 461,512 \doteq 1921,993$$

$$c_p = \underline{\underline{1921,993 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]}}$$
(4.3)

4.6.5 Cell Zone Conditions

Tato záložka se věnuje nastavení okrajových podmínek v jednotlivých zónách proudícího média. Zóny jsou reprezentovány party vytvořenými v podkapitole 4.4.3.

4.6.5.1 Part Vstupního konfuzoru a Rozváděcí lopatky

Nejprve je nutno nastavit materiál proudícího média z podkapitoly 4.6.4 a to přehřátou vodní páru. Dále je třeba správně definovat smysl otáčení. ANSYS Fluent pracuje dle pravotočivého smyslu rotace, tak jak je vidět na Obrázku (4 – 34). Tento závěr je nutno porovnat se souřadnicovým systémem na Obrázku (4 – 33). Z toho plyne, že osa rotace je záporně definovaná osa „x“.



Obrázek 4-34 Smysl rotace ANSYS Fluent [29]

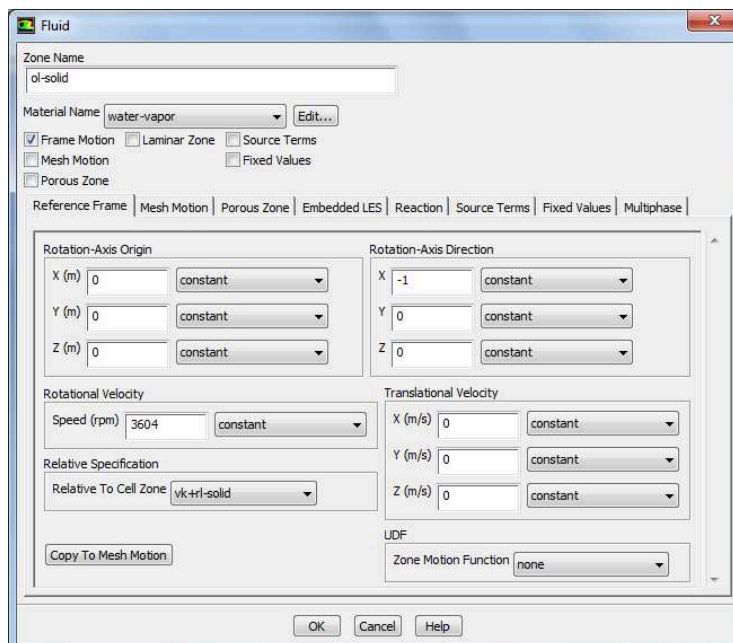
Zóna je absolutní s nulovými otáčkami, protože se jedná o statorovou část turbínového stupně.

4.6.5.2 Part Oběhové lopatky

Smysl rotace je stejný a to záporně nastavená osa „x“ tentokrát však se zadanými otáčkami z Přílohy A. V nestabilní fázi výpočtu je zóna definovaná jako relativní vůči zóně vstupního konfuzoru a rozváděcí lopatky. Jakmile se výpočet dostane do stabilní části. Tak se nastaví zóna jako absolutní kvůli partu Výstupního kanálu a lepší tvorbě úplavů na výstupu z Oběhové lopatky.

4.6.5.3 Part Výstupní kanálu

Tento part má v nestabilní části výpočtu nastavení identické s partem Oběhové lopatky a to kvůli správnému tvoření vektorů relativní rychlosti v partu Vstupního konfuzoru a Rozváděcí lopatky. Jakmile se výpočet stabilizuje, tak se tento part stane relativním vůči partu lopatky Oběhové a to kvůli lepšímu generování úplavů na výstupu z OL.



Obrázek 4-35 Okrajové podmínky v partu referenční zóny OL [Vlastní zpracování]

4.6.6 Boundary Conditions

Tato záložka slouží k definování okrajových podmínek přednastavených v mesheru v podkapitole 4.5.4. Na předem definované plochy se zavedou konkrétní hodnoty z Přílohy A. Všechny parametry se musí vkládat v předem nastavených jednotkách.

4.6.6.1 Inlet, Outlet

Vstup do kanálu byl nastaven jako *Pressure Inlet*. To znamená, že bylo potřeba zadat statický tlak na vstupu do stupně $p_0 = 77\,058 [Pa]$, iniciační tlak na vstupu do stupně $p_{0, \text{supersonic}} = 61\,647 [Pa]$, intenzitu turbulence $i_T = 5 [\%]$, hydraulický průměr značící rozměr největšího možného víru na vstupu do kanálu $d_{H,0} = 0,109 [m]$ a statickou teplotu na vstupu do stupně $t_0 = 423,8 [K]$.

Výstup z kanálu byl nastaven jako *Pressure Outlet*. Bylo třeba definovat statický tlak na výstupu ze stupně $p_2 = 54\,244 [Pa]$, hydraulický průměr značící rozměr největšího možného víru na výstupu z kanálu $d_{H,2} = 0,0705 [m]$ a statickou teplotu na výstupu ze stupně $t_0 = 393,7 [K]$.

4.6.6.2 Mixing Plane a Mesh Interface

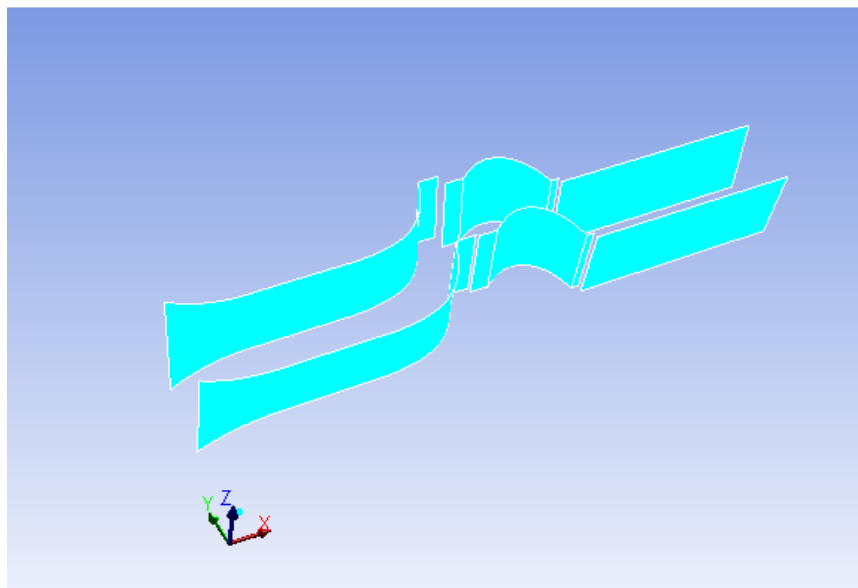
Mixing Plane, jedná se o jednu z metod nadefinování přestupné plochy mezi nekonformními sítěmi. V tomto případě jde o plochu na výstupu z Rozváděcí lopatky (*Pressure Outlet*) a o plochu na vstupu do Oběhové lopatky (*Mass flow Inlet*). Výhodou tohoto postupu je, že již není třeba definovat žádné číselné hodnoty. Veškerá data si takto definovaná *Mixing Plane*, vezme automaticky z výpočtu. Nevýhodou je, že kontury výsledných hodnot nebudou mezi sebou navazovat, ale budou v tomto místě přerušeny. To se projeví také na pokrivení proudového pole a např. na neodpovídající hodnotě hmotnostního toku v podkapitole 4.8.1 Používá se v případě, že přechodové plochy nemají stejnou výseč.

Mesh interface, je další způsob definování přestupní plochy. Tento způsob byl nadefinován na výstupní plochu z Oběhové lopatky (*Interface*) a na vstupní plochu do Výstupního kanálu (*Interface*). Opět není třeba nastavovat žádné další číselné parametry. Výhodou této metody je, že kontury mezi party plynule přechází a nejsou přerušeny. Nevýhodou je větší složitost výpočtu a delší výpočetní čas. Používá se v případě totožné výseče přechodových ploch.

Pozn.: Více informací o problémech spojených s přechodovými plochami v Příloze F.

4.6.6.3 Periodicity

Periodicita je jedna ze základních podmínek při numerickém výpočtu částí rotačních geometrií. V tomto případě byla periodicita přednastavena v mesheru a nyní ji bylo potřeba načíst do výpočtáře. Na Obrázku (4 – 36) jsou vidět plochy *Periodicity* a plochy *Shadow* značící hranice počítané výseče celkového kanálu.

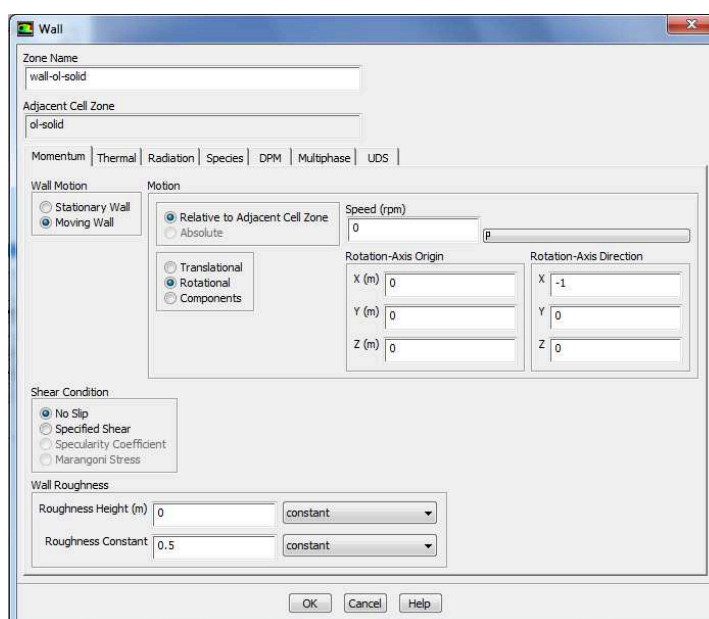


Obrázek 4-36 Hranice periodicity [Vlastní zpracování]

4.6.6.4 Walls

Veškeré zbylé plochy jsou označeny jako *Walls* nebo li stěny. Jedná se o horní a spodní plochy kanálu a o stěny lopatek. V nestabilní části výpočtu musí být u všech stěn nadefinováno, že se jedná o pohybující se rotační stěny ve směru rotace záporně definované osy „x“. Stěny musí být též relativní k zóně, ke které přísluší. Jedině tak bude zajištěno, že v zóně, která má definované nenulové otáčky bude rotovat nejen proudící médium, tedy přehřátá vodní pára, ale i stěny které obtéká.

Ve stabilní části výpočtu se změní nastavení stěn zóny Vstupního konfuzoru a Rozváděcí lopatky a Výstupního kanálu. Tyto stěny budou stacionární nepohyblivé. Je to kvůli správnému výpočtu rychlosti v mezní vrstvě u těchto stěn.

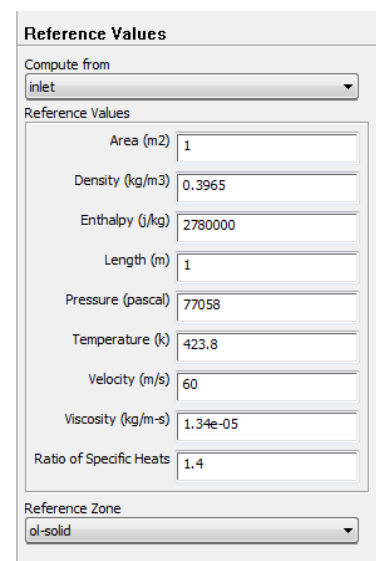


Obrázek 4-37 Relativně nastavené stěny mezilopatkového kanálu [Vlastní zpracování]

4.6.7 Reference Values

Referenční hodnoty slouží jako pomocník výpočtáře. Pro efektivní využití ANSYS Fluent by mělo vždy být známo, jaké výsledky lze v určitých místech počítané geometrie očekávat.

V tomto případě byly nastaveny referenční hodnoty na vstupu do mezilopatkového kanálu, tedy na *Inlet*. Vložené údaje jsou vybrány z Přílohy A. Pouze hustota *Density* a entalpie *Enthalpy* budou nyní dopočítány.



Obrázek 4-38 Referenční hodnoty [Vlastní zpracování]

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Rychlost páry vstupující do mezilopatkového kanálu byla určena na základě znalostí z provozního měření turbíny.

Ostatní hodnoty byly ponechány jako přednastavené konstanty.

Je třeba zmínit, že údaje vložené do tabulky *Reference Values* nemusí být totožné s hodnotami vypočtenými, avšak měly by se jim blížit. Výsledky však závisí na kvalitě výpočetní sítě a správnosti ostatních nastavení v řešiči.

4.6.7.1 Hustota páry na vstupu do mezilopatkového kanálu

Hustota páry na vstupu do mezilopatkového kanálu $\rho_0 [kg \cdot m^{-3}]$ se určí pomocí výpočetního programu Engineering Equation Solver (EES) na základě materiálu (vodní páry = Steam_IAPWS) a zadaných hodnot z Přílohy A. Jedná se o statickou teplotu na vstupu do stupně $t_0 = 150,7 [^{\circ}C]$ a statický tlak na vstupu do stupně $p_0 = 77,058 [kPa]$. Hustota se tedy určí se z funkčního vztahu (4.4):

$$\begin{aligned}\rho_0 &= Density(Steam_IAPWS; T = t_0; P = p_0) \\ \rho_0 &= \underline{\underline{0,3965 [kg \cdot m^{-3}]}}\end{aligned}\tag{4.4}$$

4.6.7.2 Entalpie páry na vstupu do mezilopatkového kanálu

Entalpie páry na vstupu do mezilopatkového kanálu $h_0 [kJ \cdot kg^{-1}]$ se určí pomocí výpočetního programu Engineering Equation Solver (EES) na základě materiálu (vodní páry = Steam_IAPWS) a zadaných hodnot z Přílohy A. Jedná se o statickou teplotu na vstupu do stupně $t_0 = 150,7 [^{\circ}C]$ a statický tlak na vstupu do stupně $p_0 = 77,058 [kPa]$. Entalpie se tedy určí se z funkčního vztahu (4.5):

$$\begin{aligned}h_0 &= Enthalpy(Steam_IAPWS; T = t_0; P = p_0) \\ h_0 &= \underline{\underline{2780 [kJ \cdot kg^{-1}]}}\end{aligned}\tag{4.5}$$

4.6.8 Solution Methods

V této záložce se nastavuje výpočetní schéma a matematické metody pro výpočet jednotlivých veličin jako např. (Hustota, Turbulentní kinetická energie, tlak, atd.)

V tomto případě bylo nastaveno nejpoužívanější výpočetní schéma *Coupled* a pro výpočet jednotlivých veličin byl v převážné většině případů nastaven *Second Order Upwind*. To znamená, že výpočet těchto veličin bude kvalitnější, avšak bude trvat déle.

Veškerá tato nastavení byla konzultována s Výzkumným oddělením Doosan Škoda Power.

4.6.9 Solution Controls

Tato záložka se věnuje stabilizaci výpočtu. Nastavují se zde faktory napomáhající zvýšit stabilitu výpočtu a uspíšit konvergenci. V této práci se upravovala pouze hodnota tzv. Courantova čísla.

Courantovo číslo neboli CLF (Courant – Fridrichs – Levi) je důležitým faktorem pro stabilitu výpočtu. Ve Fluentu je jeho hodnota defaultně nastavená na úrovni $CLF = 200 [-]$. Tato hodnota je pro výpočet složitějších geometrií velmi nevhodná. Způsobuje totiž padání výpočtu. [30]

Po poradě s Výzkumným oddělením, byla počáteční hodnota nastavena na $CLF = 1 [-]$. Výpočet bude v takovém případě velmi stabilní, avšak bude konvergovat velmi pomalu, proto je potřeba nalézt na základě testování a experimentů ten správný krok zvyšování CLF pro urychlení konvergence, viz podkapitola 4.7.

4.6.10 Monitors

Monitory slouží k pozorování stavu jednotlivých veličin během výpočtu. Jde jimi odhadnout, zdali se budou zkoumané veličiny ještě měnit nebo je jejich výsledná hodnota již spočtena v požadované přesnosti.

V případě této úlohy bude pozorován statický tlak na vstupu do mezilopatkového kanálu a hmotnostní průtok páry na vstupní i výstupní ploše mezilopatkového kanálu. Zaznamenané veličiny budou současně zapisovány do textových souborů a budou také zprostředkovány ve formě grafů.

4.6.11 Solution Inicialization

Tato záložka slouží k inicializaci výpočtu. To znamená, že se provede krátký předběžný výpočet a ověří se, zdali nekolidují nastavení okrajových podmínek na vstupu i výstupu. ANSYS Fluent 13.0 obsahuje dvě metody inicializace.

Standardní inicializace je závislá na přesném nastavení dalších vstupních podmínek. Výsledky z této inicializace jsou tak přesné, jak přesné budou vstupy.

Hybridní inicializace nevyžaduje žádné zvláštní nastavení. Byla využita v této úloze. Bylo nutné pouze nastavit referenční rámec jako absolutní vzhledem k počítané rotující geometrii. Inicializace provedla deset výpočtů, během kterých se hodnoty výsledků musí snižovat a upřesňovat alespoň pod hodnotu $1 \cdot 10^{-6}$. To bylo v tomto případě splněno.

4.6.12 Calculation Activities

Předposlední záložka nastavení posloužila pouze k definování automatického ukládání během výpočtu. To bylo ze začátku výpočtu nastaveno na hodnotu každých dvacet iterací. Ve stabilní fázi výpočtu byl tento krok prodloužen na každých sto iterací.

Automatické ukládání je velmi výhodné především v nestabilní části výpočtu, kdy může dojít např. při špatně odhadnutém kroku Courantova čísla k divergenci a k pádu výpočtu. Díky automatickému uložení vypočtených dat je možné se vrátit před kritický krok a navázat na výpočet.

Je však nutné také zmínit, že s hustotou a kvalitou výpočetní sítě narůstá také velikost uložených dat, proto je potřeba mít dostatek místa na pevném disku počítače.

4.6.13 Run Calculation

Poslední záložka slouží ke kontrole veškerého předchozího nastavení. K tomuto účelu se používá *Check Case*. Pokud je všechno v pořádku je třeba ještě nastavit počet výpočetních iterací a spustit výpočet.

4.7 ANSYS Fluent – postup výpočtu

Geometrie a složitost výpočetní sítě znemožnila nechat výpočet automaticky proběhnout až ke konvergenci. Bylo nutné jej manuálně přivést do stabilní oblasti. Lze říci, že numerický výpočet stupně bylo nutné startovat podobně jako reálnou turbínu.

Nejprve bylo nutné aktivovat *Moving Frame Rotation* (MFR) neboli rotační geometrii s hodnotou otáček $n = 0 \text{ [min}^{-1}\text{]}$, viz podkapitola 4.6.5. Turbína tudíž byla na začátku výpočtu zastavena. Courantovo číslo mělo hodnotu $CLF = 1 [-]$. Tabulka (4 – 3) ukazuje průběh stabilizace výpočtu, jinak řečeno náběh turbíny do otáček odpovídajících maximální účinnosti.

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Iterace	Courantovo číslo $CLF [-]$	Otáčky rotoru $n [\text{min}^{-1}]$
1 – 10	1	0
11 – 20	2	360
21 – 30	3	720
31 – 40	4	1080
41 – 50	5	1440
51 – 60	6	1800
61 – 70	7	2160
71 – 80	8	2520
81 – 90	9	2880
91 – 100	10	3240
101 – 110	15	3604 (plné otáčky)

Tabulka 4-3 Stabilizace numerického výpočtu [Vlastní zpracování]

Krok, který byl zvolen k nárůstu Courantova čísla a otáček byl zjištěn dlouhou a časově náročnou řadou experimentů. Špatně zvolený krok Courantova čísla nebo příliš velký nárůst otáček znamenal nestabilitu výpočtu a posléze divergenci, nebo li pád výpočtu a bylo nutné začít znovu od úvodní inicializace.

V této fázi byl již výpočet stabilní. Bylo tedy možné začít zvyšovat Courantovo číslo pro urychlení konvergence až do maximální hodnoty $CLF = 100 [-]$ dohodnuté s Výzkumným oddělením, viz Tabulka (4 – 4).

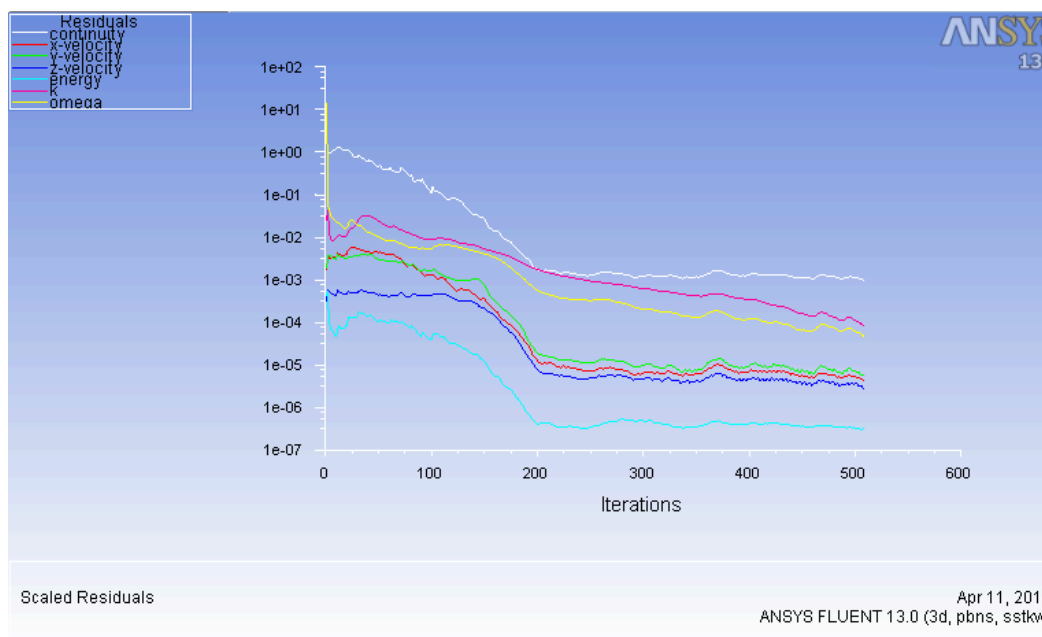
Iterace	Courantovo číslo $CLF [-]$
111 – 120	20
121 – 130	25
131 – 140	30
141 – 150	35
151 – 160	40
161 – 170	45
171 – 180	50
181 – 190	60
191 – 200	70
201 – 250	85
251 – 300	100

Tabulka 4-4 Zvyšování Courantova čísla vzhledem k iteracím [Vlastní zpracování]

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

Od iterace 300 bylo možné výpočet nechat běžet bez nutnosti kontrolovat případnou nestabilitu.

O dosažení konvergence rozhodují zbytková rezidua. Jedná se o křivky vzniklé spojením výsledků počítaných rovnic v každé iteraci. Hodnoty těchto reziduí postupně klesají, tzv. konvergují. Defaultně je nastavená konvergence výpočtu na hodnotě reziduí 0,001. Pod tuto hodnotu musí klesnout všechna rezidua. Tohoto bodu bylo dosaženo v iteraci 508. Jak je však patrné z Obrázku (4 – 39) tak ne všechna rezidua mají již ustálenou hodnotu. Rezidua „k“ a „omega“ mají stále klesající charakter. Proto byla hranice konvergence snížena na hodnotu 0,0001 a výpočet dále pokračoval.



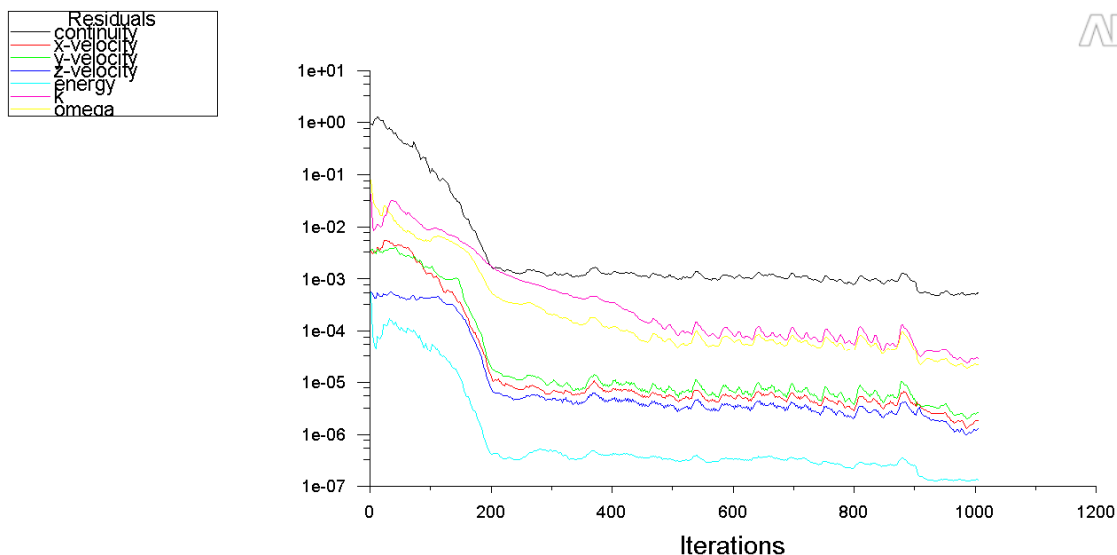
Obrázek 4-39 První dosažení konvergence [Vlastní zpracování]

Dalším numerickým výpočtem došlo k postupné stabilizaci bez znatelné změny výsledků. Zbytková rezidua měla stabilní neklesající periodický charakter pouze reziduum *Continuity* stále oscilovalo kolem hranice 0,001 a až v iteraci 901 také zkonvergovalo.

Jak bylo zmíněno v podkapitole 5.6.6, tak jakmile se výpočet stabilizoval bez znatelné změny výsledků, tak bylo možné aktivovat *Stationary Walls* na stěny nerotačních částí. Současně se změnil part Oběhové lopatky z relativního na absolutní zónu a nastavila se relativita Výstupního kanálu na Oběhovou lopatku. To umožnilo lepší tvorbu úplavů na výstupu z Oběhové lopatky a došlo tak k dalšímu zpřesnění výsledků.

Z Obrázku (4 – 40), plyne, že tento krok byl použit právě od iterace 901 a výsledky se přestaly znatelně měnit v iteraci 1006, kdy byl numerický výpočet zkonvergován.

Výpočet pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti



Scaled Residuals

May 03, 2014
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, pbns, sstk)

Obrázek 4-40 Zbytková rezidua zkonvergovaného výpočtu [Vlastní zpracování]

Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence numerického výpočtu je vyhodnocen v následující Tabulce (4 – 5). (10 iterací = 9 minut)

Počítač	Výpočetní čas
PC1	Nelze provést
PC2	15,09 hodiny

Tabulka 4-5 Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence [Vlastní zpracování]

Pozn.: Výpočet byl pro ověření ustáleného stavu ještě dále spuštěn až do iterace 1200, kdy byl uměle přerušen a zkontrolovány rozdíly ve výsledcích. Tyto změny byly pouze nepatrné, proto je za hranici konvergence považována iterace 1006.

4.8 Výsledky numerického výpočtu pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti

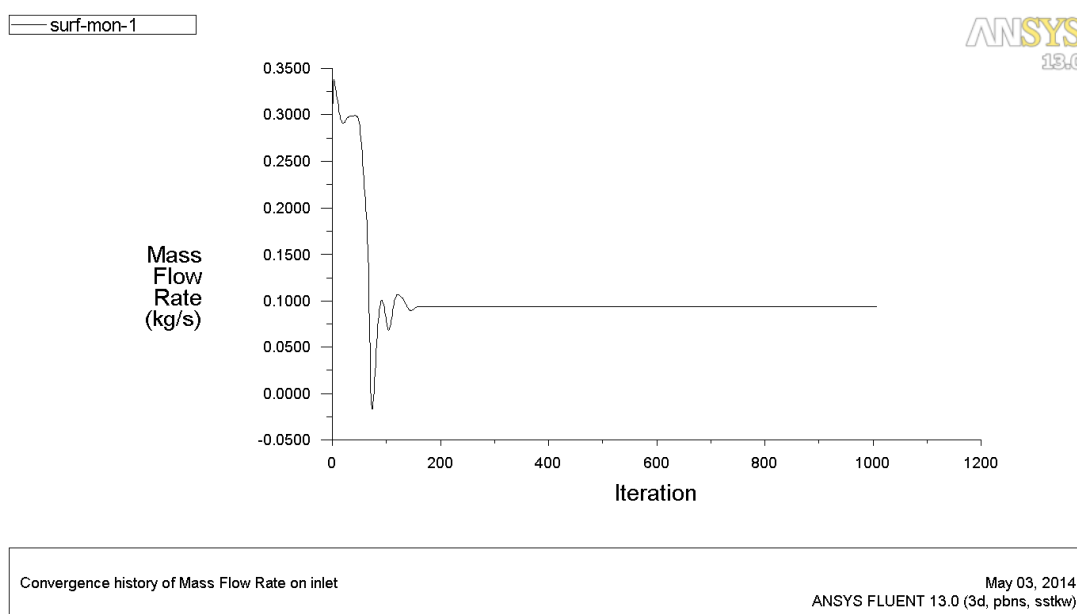
V následující podkapitole budou zobrazeny a ohodnoceny nejdůležitější grafické a číselné výstupy z numerického výpočtu.

4.8.1 Monitor hmotnostního toku páry

4.8.1.1 Hmotnostní tok páry na vstupu do mezilopatkového kanálu

Níže uvedený Obrázek (4 – 41) ukazuje postupnou stabilizaci velikosti hmotnostního toku páry vstupujícího do mezilopatkového kanálu. Jeho vypočtená hodnota je $\dot{m}_{0,1/50} = 0,0943 [kg \cdot s^{-1}]$. Jelikož se jedná o $\frac{1}{50}$ kanálu, tak je nutné spočítat celkový průtok.

$$\begin{aligned} \dot{m}_0 &= 50 \cdot 3600 \cdot \dot{m}_{0,1/50} = 50 \cdot 3600 \cdot 0,0943 = 16974 \\ \dot{m}_0 &= \underline{\underline{16974 [kg \cdot hod^{-1}]}} \end{aligned} \quad (4.6)$$

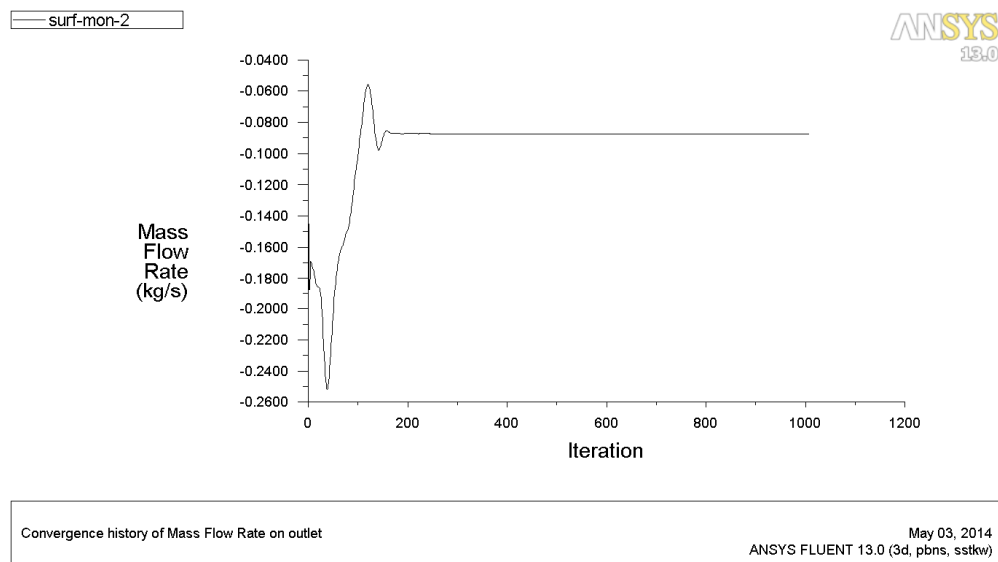


Obrázek 4-41 Monitor hmotnostního toku přehřáté vodní páry na vstupu do mezilopatkového kanálu [Vlastní zpracování]

4.8.1.2 Hmotnostní tok páry na výstupu z mezilopatkového kanálu

Níže uvedený Obrázek (4 – 42) ukazuje postupnou stabilizaci velikosti hmotnostního toku páry proudícího mezilopatkovým kanálem. Jeho vypočtená hodnota je $\dot{m}_{2,1/58} = 0,0875 [kg \cdot s^{-1}]$. Jelikož se jedná o $\frac{1}{58}$ kanálu, tak je nutné spočítat celkový průtok.

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 &= 58 \cdot 3600 \cdot \dot{m}_{2,1/58} = 58 \cdot 3600 \cdot 0,0875 = 18270 \\ \dot{m}_2 &= \underline{\underline{18270 [kg \cdot hod^{-1}]}} \end{aligned} \quad (4.7)$$



Obrázek 4-42 Monitor hmotnostního toku přehřáté vodní páry na výstupu z mezilopatkového kanálu [Vlastní zpracování]

4.8.1.3 Rozbor rozdílnosti průtoků

Na první pohled jde vidět rozdíl mezi průtokem v Rozváděcí lopatce a v lopatce Oběhové. Ten je způsoben použitím přechodové plochy *Mixing Plane*, která sice zaručuje rychlejší a jednodušší výpočet, ale má neblahé účinky na formování proudového pole. Skutečný průtok páry v mezilopatkovém kanále $\dot{m}_{pary} [kg \cdot s^{-1}]$ lze přibližně spočítat jako aritmetický průměr mezi výše uvedenými průtoky, ze vztahu:

$$\dot{m}_{pary} = \frac{\dot{m}_{0,1/50} + \dot{m}_{2,1/58}}{2} = \frac{0,0943 + 0,0875}{2} = 0,0909 \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{pary} = 0,0909 [kg \cdot s^{-1}]$$

Pro porovnání je vhodné tento průtok přepočítat na průměrnou hodnotu skutečného průtoku páry v mezilopatkovém kanále.

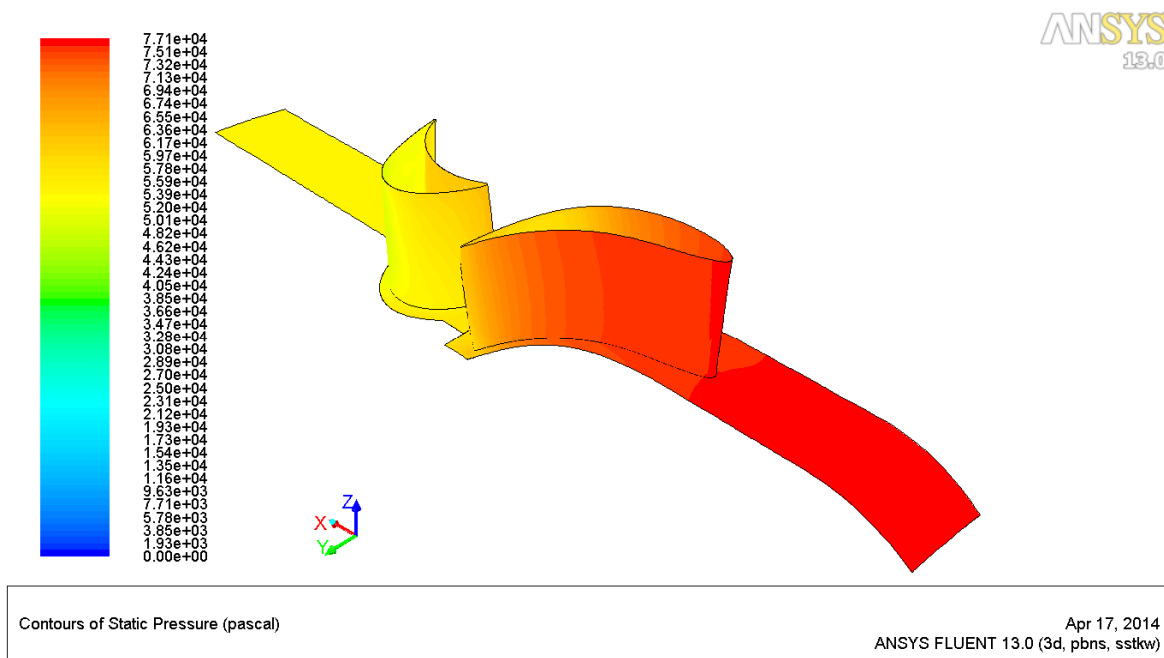
$$\begin{aligned} \overline{\dot{m}_{pary}} &= \frac{\dot{m}_{pary} \cdot 50 \cdot 3600 + \dot{m}_{pary} \cdot 58 \cdot 3600}{2} = \\ &= \frac{(0,0909 \cdot 50 \cdot 3600) + (0,0909 \cdot 58 \cdot 3600)}{2} = 17671 \quad (4.9) \\ \overline{\dot{m}_{pary}} &= 17671 [kg \cdot hod^{-1}] \end{aligned}$$

Porovná-li se tento průtok se skutečným naměřeným průtokem páry $\dot{m}_{0,skut} = 17977 [kg \cdot hod^{-1}]$ z Přílohy A, tak je vidět, že se od naměřené hodnoty také mírně liší. To je způsobeno tím, že statické tlaky byly na turbíně měřeny v jiných místech, než je nastaven vstup a výstup v počítané geometrii. To ovlivňuje hodnotu průtoku.

Tento problém by se dal vyřešit postupným hledáním optimálního tlakového spádu. Vzhledem k vysoké časové náročnosti této činnosti, není tento krok v práci uveden.

4.8.2 3D pohled na kontury statického tlaku

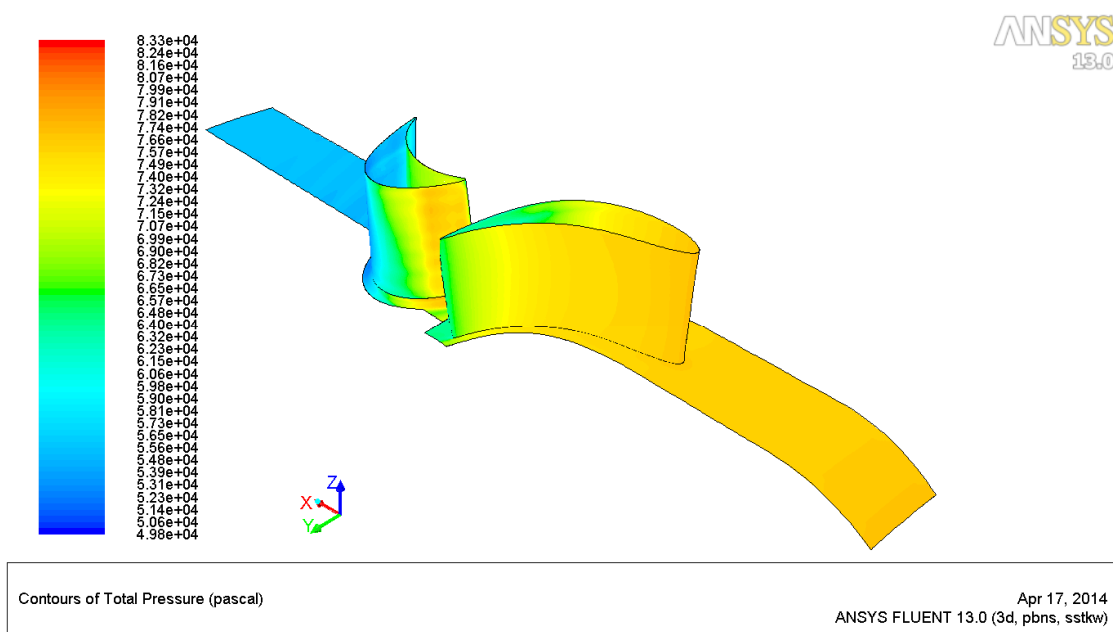
Na Obrázku (4 – 43) je vidět pokles statického tlaku vlivem expanze páry v turbíně. Jelikož se jedná o speciální druh lopatkování se zvýšenou reakcí, tak jak je vidět expanze probíhá především ve statoru, ale i v rotoru a to díky reakci, která je 15 % na patě a 32,22 % na špičce Oběhové lopatky, viz Příloha A a Příloha G.



Obrázek 4-43 Kontury statického tlaku [Vlastní zpracování]

4.8.3 3D pohled na kontury celkového tlaku

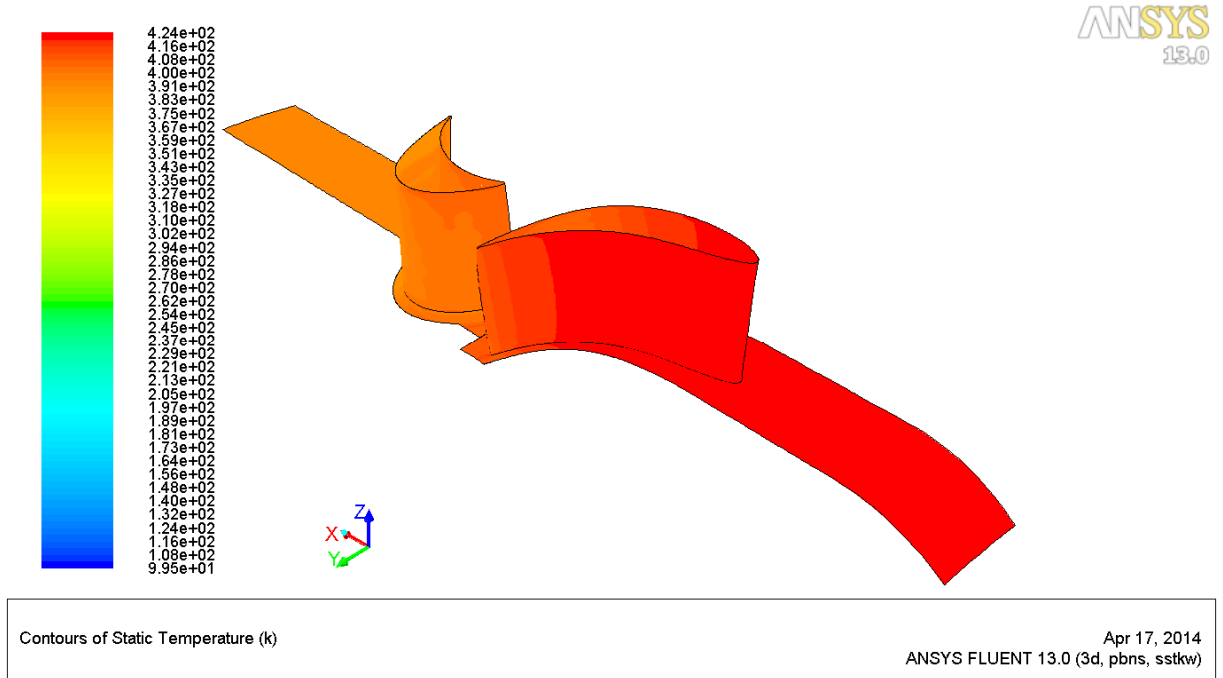
Obrázek (4 – 44) ukazuje pokles celkového tlaku ve statorové části turbíny. Nárůst celkového tlaku na hřbetu Oběhové lopatky je způsoben ztrátami třením páry o list lopatky.



Obrázek 4-44 Kontury celkového tlaku [Vlastní zpracování]

4.8.4 3D pohled na kontury statické teploty

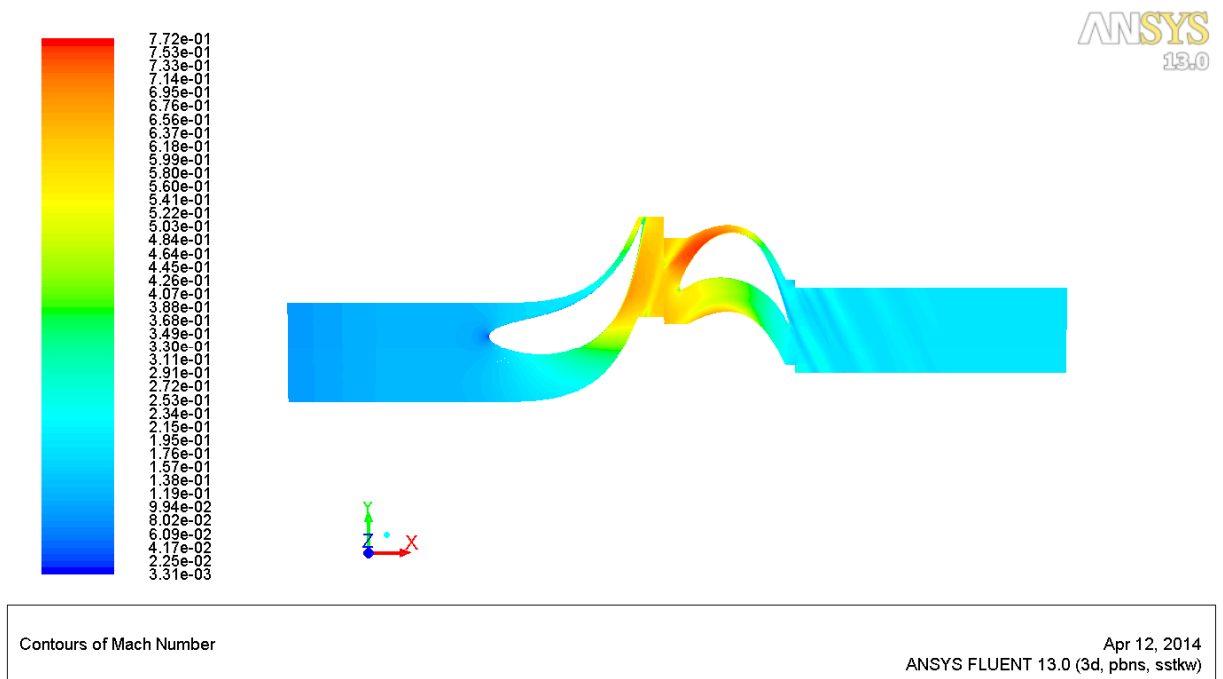
Obrázek (4 – 45) zobrazuje pokles statické teploty páry vlivem expanze.



Obrázek 4-45 Kontury statické teploty [Vlastní zpracování]

4.8.5 Podélný řez v polovině kanálu a kontury Machova čísla

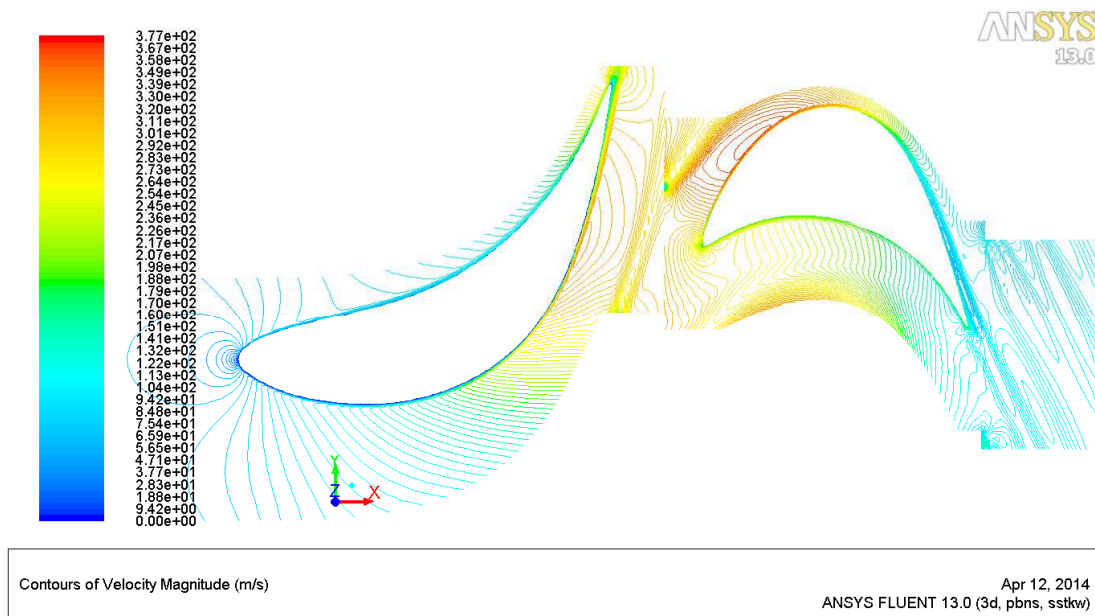
Obrázek (4 – 46) zobrazuje kontury Machova čísla v podélném řezu kanálu. Na tomto obrázku je vhodné zdůraznit viditelnost úplav na výstupu z lopatek. Jedná se o zavírání páry vlivem utržení proudu. V úplavu se laminární proudění v mezní vrstvě u stěny lopatky mění na proudění turbulentní.



Obrázek 4-46 Kontury Machova čísla [Vlastní zpracování]

4.8.6 Detailní pohled na kontury velikosti rychlosti

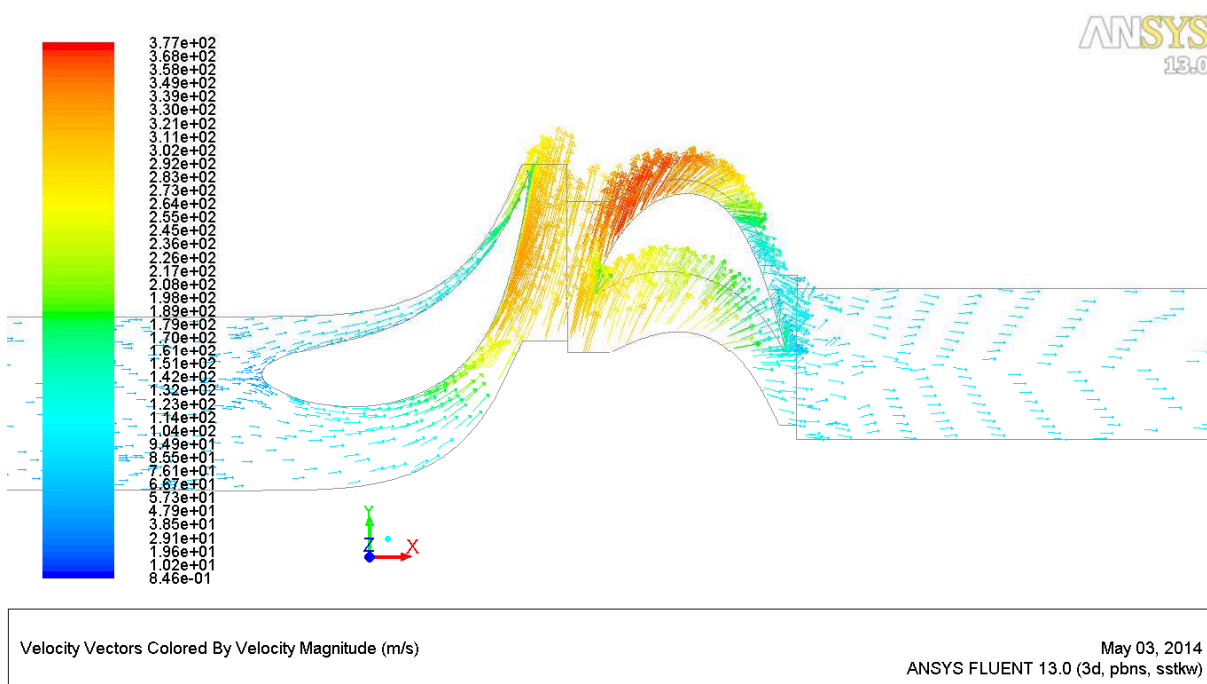
Tento detailní pohled zobrazuje nárůst rychlosti vlivem expanze páry. Je zde dobře patrná mezní vrstva s laminárním prouděním u stěn lopatek a také úplavy proudu páry. Také jsou zde patrné chyby proudového pole vlivem přechodových ploch, viz Příloha F.



Obrázek 4-47 Kontury velikosti rychlosti [Vlastní zpracování]

4.8.7 Vektory absolutní rychlosti v řezu kanálu

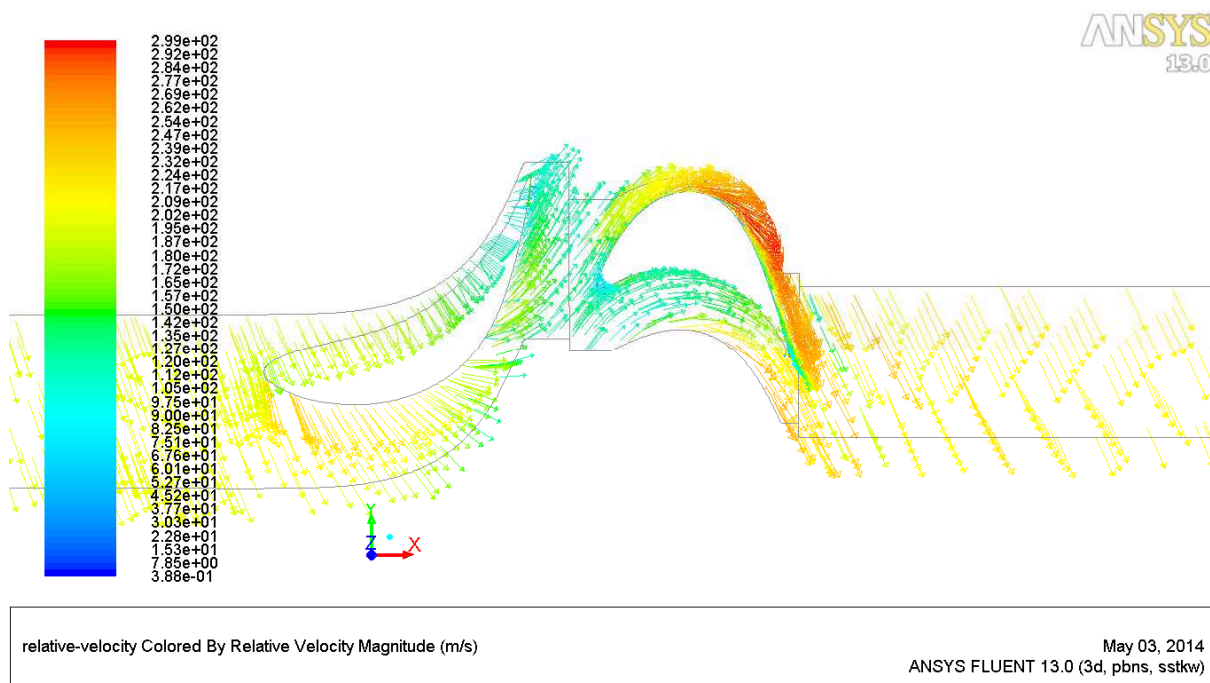
Vektory absolutní rychlosti vstupují do kanálu rovnoběžně se směrem proudu. Jsou tečné k Rozváděcí lopatce a kopírují její tvar. Po vstupu do rotoru naráží na Oběhovou lopatku a za rotorem se opět vrací do původního rovnoběžného směru s proudem páry.



Obrázek 4-48 Vektory absolutní rychlosti [Vlastní zpracování]

4.8.8 Vektory relativní rychlosti v řezu kanálu

Vektory relativní rychlosti ve statorové části naráží do Rozváděcí lopatky. V rotoru jsou však tečné k Oběhové lopatce a kopírují její tvar. Také je vidět nárůst velikosti relativní rychlosti v rotorové části, tak jak ukazuje Obrázek (4 - 49).



Obrázek 4-49 Vektory relativní rychlosti [Vlastní zpracování]

4.8.9 Točivý moment vyvolaný tlakovou silou

Níže uvedený Obrázek (4 – 50) ukazuje hodnoty Točivého momentu vyvozeného tlakovou silou $M_{k,1} [N \cdot m]$ pro jednu OL. Tento údaj bude použit ke z přesnění konstant potřebných pro výpočet ztrátového, třecího neboli ventilačního výkonu $N_v = \Delta P_\tau = Z_t [W]$, viz kapitola 6.

Výsledná hodnota je o 0,217 $[N \cdot m]$ vyšší než hodnota spočtená ve výzkumném oddělení Doosan Škoda Power, viz Příloha H. Velikost točivého momentu pro jednu Oběhovou lopatku tedy je $M_{k,1} = 13,217 [N \cdot m]$.

Moments - Moment Center (1 0 0) Moment Axis (-1 0 0)			
Moments (n-m)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-vystk	-4.9208407e-05	-0.11970316	-0.11975237
wall-vk+r1-solid	-8.861638e-06	0.069004893	0.068996032
wall-ol-solid	0.00023911119	-0.033531941	-0.03329283
topologie-vystk	-4.2964501e-05	-0.079738706	-0.079781671
topologie-vk+r1-solid	-13.703942	0.27964923	-13.424293
topologie-ol-solid	13.278727	-0.061456338	13.21727
Net	-0.42507764	0.054223977	-0.37085367

Obrázek 4-50 Výsledná točivý moment vyvozený tlakovou silou v mezilopatkovém kanále bez disku [Vlastní zpracování]

Pozn.: Další důležité grafické výsledky jsou v Příloze G.

5. Modelování vlivu tření disku turbíny na účinnost stupně

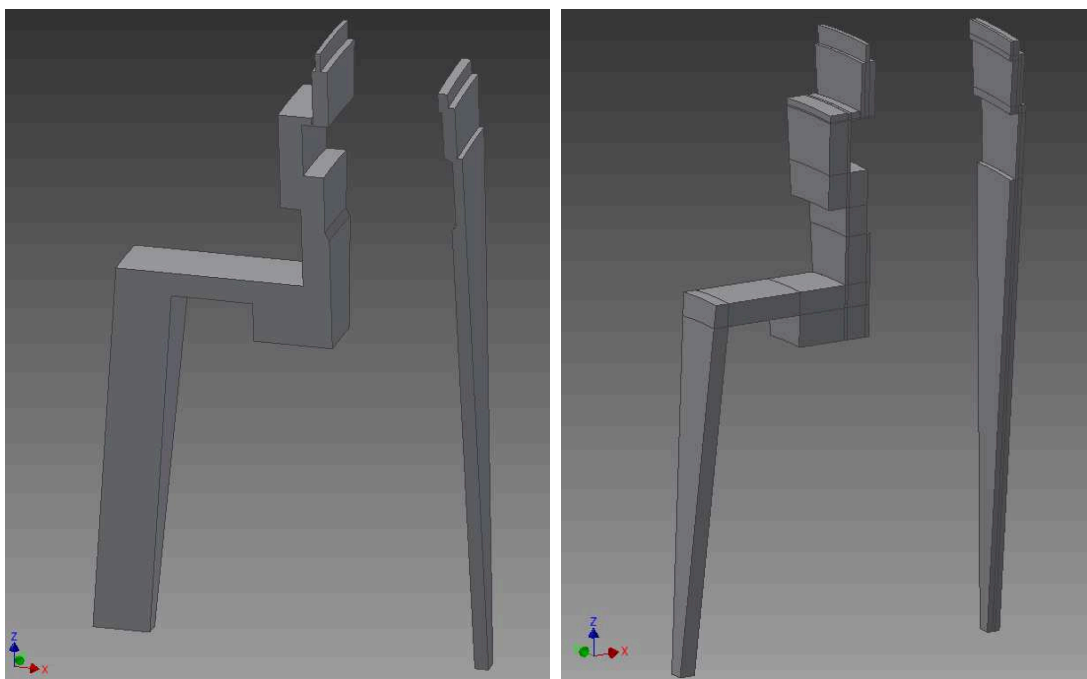
V předcházející kapitole byl vytvořen inverzní model objemu páry v mezilopátkovém kanále turbínového stupně a byly spočteny základní proudové parametry při otáčkách rovnajících se maximální účinnosti. Ve skutečnosti však pára neprochází pouze kanálem, tak jak je zobrazován v předešlé kapitole. Rotorová část turbíny je utěsněna labyrintovými ucpávkami, do kterých část páry zatéká a postupně ztrácí svou energii. Nakonec je jímána v kondenzátoru ucpávkové páry nebo jako v tomto případě se vrací do bubnu turbíny. Při tomto ději protéká kolem disku oběžného kola, víří se a to způsobuje tření, které se projeví na zhoršení účinnosti celého stupně. V následující kapitole bude předchozí geometrie obohacena o objem páry v kapsách kolem výseče rotorového disku.

5.1 Tvorba geometrie objemu páry v mezilopátkovém kanále

Většina geometrie je stejná, tudíž zde bude pouze zmíněna tvorba objemu páry kolem výseče rotorového disku.

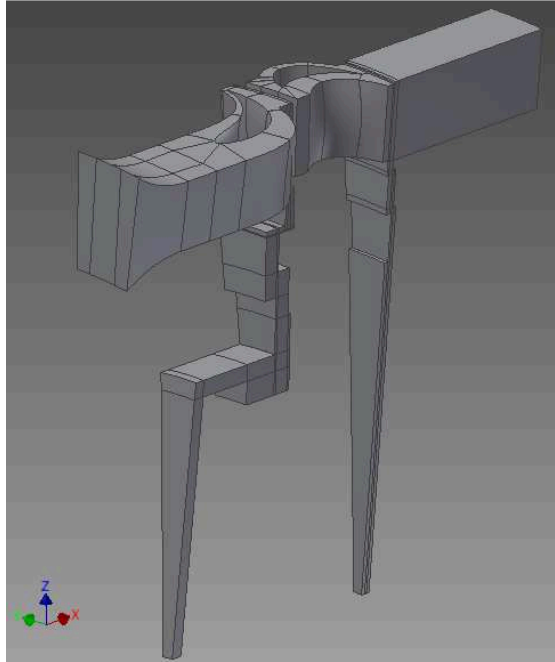
Ze zadaných výkresů byl vytvořen monoblokový inverzní model. Požadovaná výseč z Obrázku (5 - 1) byla získána tak, že se na stěnách značící hranice původní geometrie páry v kanále vytvořily adaptivní sdílené plochy protínající se na ose rotace „x“. Pak stačilo pouze odebrat přebytečný materiál.

Monobloková geometrie je opět nevhodná pro síťování v ANSYS Meshing, proto byl model rozsekán do padesáti tří bloků.



Obrázek 5-1 Monobloková a multibloková geometrie kapes páry kolem výseče disku rotoru [Vlastní zpracování]

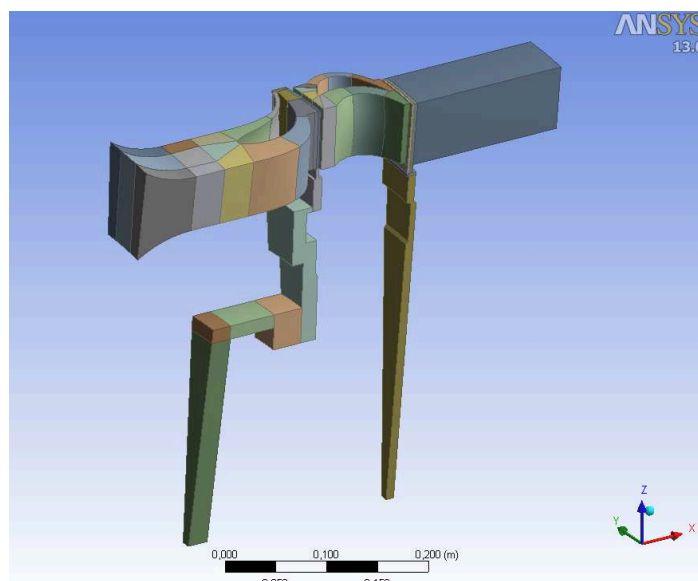
Finální geometrie objemu páry v mezilopatkovém kanálu i s kapsami páry kolem výseče rotorového disku byla vytvořena sestavením původní a nové rozšiřující části. Je zobrazena na Obrázku (5 - 2). Sestavení bylo provedeno pomocí vazeb na globální souřadnicový systém, který bude následně přenesen také do ANSYS Fluent.



Obrázek 5-2 Finální geometrie objemu páry v mezilopatkovém kanálu i s kapsami páry kolem výseče rotorového disku [Vlastní zpracování]

5.2 Úprava geometrie v ANSYS

Zde je postup totožný s podkapitolou 4.4.3, proto již nebude detailně popisován. Geometrie byla importována do DesignModeleru a prvně byly zkontrolovány názvy bloků kvůli chybovosti přenosu z formátu. V dalším kroku byly vytvořeny zastřešující party, viz Tabulka (4 - 1) a nakonec byl změněn materiál z pevného *Solid* na tekutinu *Fluid*.

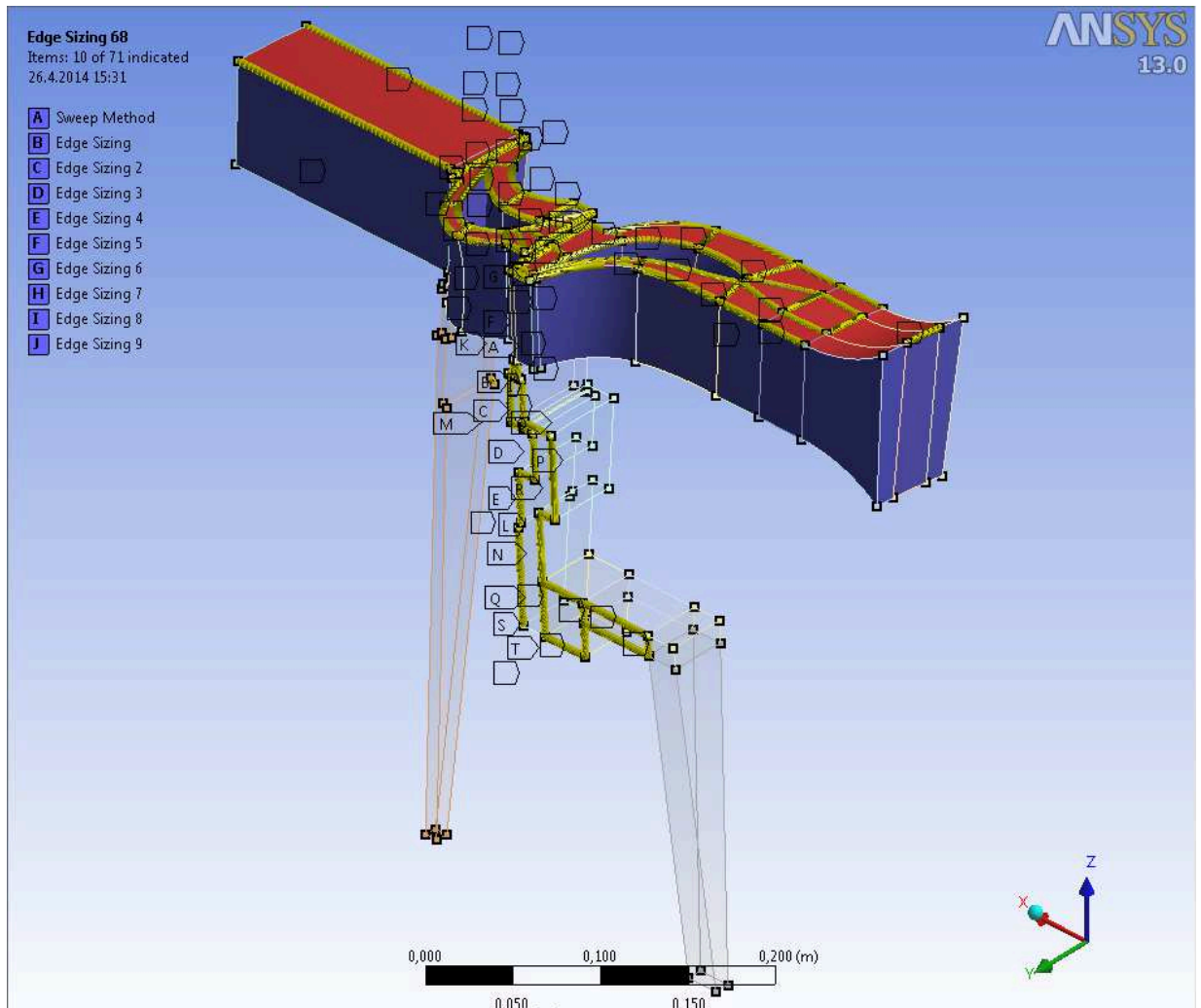


Obrázek 5-3 Finální geometrie v DesignModeleru [Vlastní zpracování]

5.3 Tvorba výpočetní sítě

Postup tvorby je totožný s podkapitolou 4.5.3. Před síťováním bylo nutno vyčistit geometrii pomocí *Virtual Topology*, vytvořit rotační souřadnicový systém a nadefinovat hranice periodicity pomocí *Cyclic Region*.

Pro tvorbu výpočetní sítě byly použity stejné prostředky, tj. vhodně aplikované funkce *Method* a *Sizing* na jednotlivé hrany, plochy nebo tělesa. Pomocí nich byla vytvořena kostra výpočetní sítě uvedená na Obrázku (5 – 4).



Obrázek 5-4 Kostra výpočetní sítě [Vlastní zpracování]

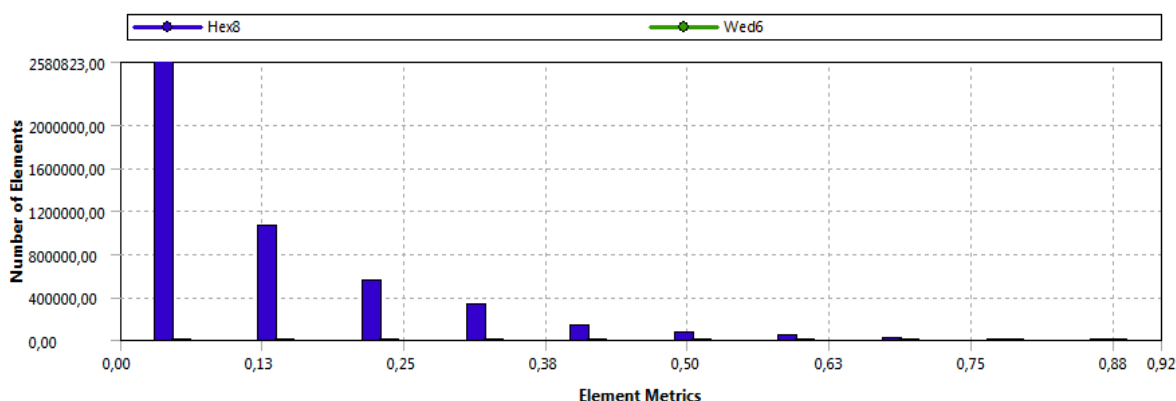
Vytvoření této výpočetní sítě vyžadovalo opět značnou výpočetní kapacitu. Proto je zde pro zajímavost uvedena Tabulka (5 – 1), ve které je porovnání výpočetního času vygenerování sítě na počítačích, které byly k práci použity, viz příloha B.

Počítač	Výpočetní čas vygenerování sítě
PC1	63 minut
PC2	21 minut

Tabulka 5-1 Výpočetní čas vygenerování sítě [Vlastní zpracování]

Výpočetní síť obsahuje **4 758 733** převážně hexagonálních buněk. Dále obsahuje mezní vrstvy u stěn lopatek, v horní a dolní části kanálu a u vybraných stěn kolem výseče disku.

Obrázek (5 – 5) ukazuje histogram kvality sítě s parametrem *Skewness*, nebo-li šikmost. Zde je vidět, že se v geometrii nevyskytují buňky o šikmosti větší než 0,98. Histogram dále ukazuje, že geometrie obsahuje převážně buňky o nízké šikmosti $4,62 \cdot 10^{-2}$. Pouze minimální část buněk se pohybuje okolo doporučené mezní hranice 0,9. Poslední nezanedbatelná skupina je na hodnotě šikmosti 0,872. Jedná se o 432 buněk, což je přibližně 0,009 % veškerých buněk ve výpočetní síti. Jde o úsek na vstupu do Vstupního konfuzoru, na bocích střední části disku a na výstupu z Oběhové lopatky. Detailní rozbor kvality sítě je v Příloze E.



Obrázek 5-5 Histogram kvality sítě s parametrem Šikmosti [Vlastní zpracování]

Okrajové podmínky, které se nastavují v ANSYS Meshing jsou díky obdobné filozofii tvorby geometrie a sítě téměř stejné jako u předchozí varianty. Opět se jedná o plochy *Inlet*, *Outlet*, *Periodicity* a *Shadow*. Nově jsou zde však *stěny rotoru*, na které se bude v absolutním prostředí statorové části aplikovat podmínka rotace s otáčkami disku.

5.4 ANSYS Fluent – nastavení okrajových podmínek

Aby bylo možné vyhodnocovat rozdíly ve výsledcích v geometrii s diskem a bez disku, tak je nutné dodržet totožný postup nastavení okrajových podmínek numerického výpočtu, jako v podkapitole 4.6.

5.5 ANSYS Fluent – postup výpočtu

Složitost geometrie a výpočetní sítě je v tomto případě ještě větší než v geometrii samotného kanálu. S tím narostla i nestabilita startu výpočtu a také výpočetní čas. Opět bylo potřeba přivést výpočet manuálně do stabilní oblasti.

Nejprve bylo nutné aktivovat *Moving Frame Rotation* s hodnotou otáček $n = 0 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Kvůli vyšší nestabilitě bylo nutné snížit krok nárůstu otáček a to na $+200 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ každých 10 iterací. Tabulka (5 – 2) ukazuje průběh stabilizace výpočtu do plných otáček rotoru.

Iterace	Courantovo číslo $CLF [-]$	Otáčky rotoru $n \text{ [min}^{-1}\text{]}$
1 – 10	1	0
11 – 20	2	200
21 – 30	3	400
31 – 40	4	600
41 – 50	5	800
61 – 70	6	1000
81 – 90	7	1200
81 – 90	8	1400
91 – 100	9	1600
101 – 110	10	1800
111 – 120	10	2000
121 – 130	10	2200
131 – 140	10	2400
141 – 150	10	2600
151 – 160	10	2800
161 – 170	15	3000
171 – 180	15	3200
181 – 190	15	3400
191 – 200	20	3604 (plné otáčky)

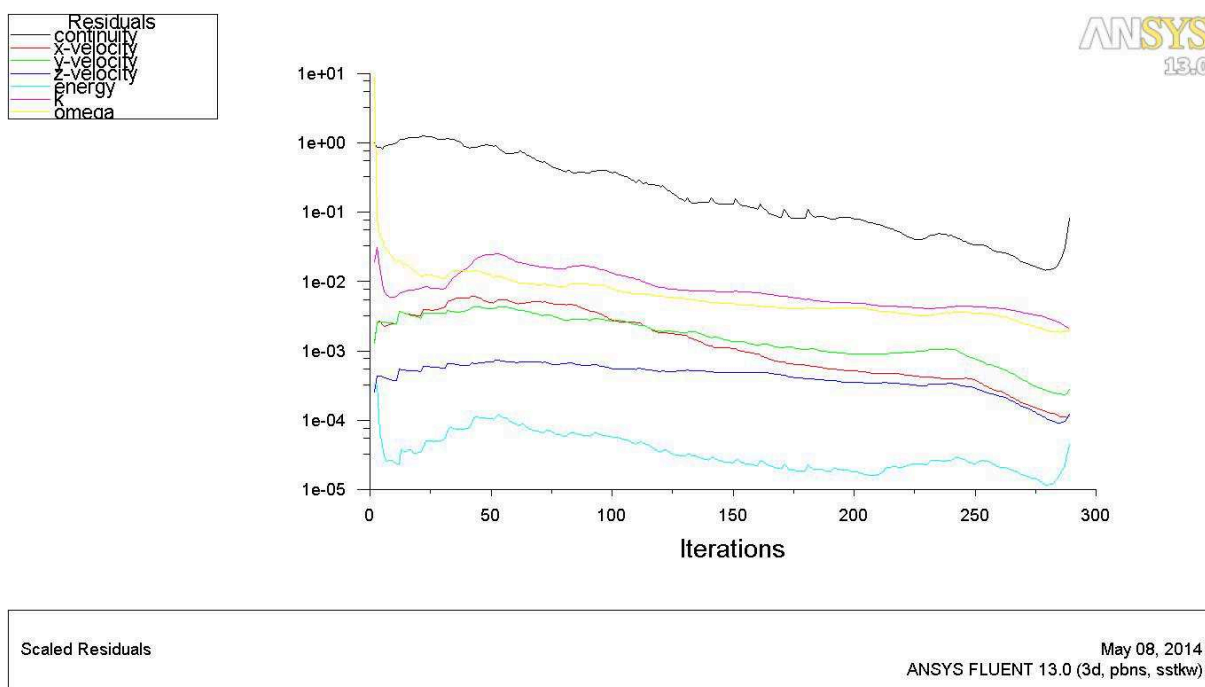
Tabulka 5-2 První fáze stabilizace numerického výpočtu varianty mezilopatkového kanálu s diskem [Vlastní zpracování]

5.6 Nemožnost dosažení konvergence

V této fázi je nutno bohužel konstatovat, že vysoká složitost geometrie způsobila, že ani po opakovaných startech výpočtu, úpravách geometrie a výpočetní sítě či změn v nastavení okrajových podmínek ve Fluentu nebylo dosaženo konvergence. Proto je nutné pro dosažení alespoň přibližných výsledků provést kroky z následující podkapitoly 5.7.

Na níže uvedeném Obrázku (5 - 6) jsou zobrazena zbytková rezidua výpočtu, ve kterém bylo dosaženo nejlepších průběžných výsledků. Dalším pokračováním výpočtu začala rezidua exponenciálně růst a po několika dalších desítkách iterací došlo k divergenci a k pádu výpočtu. Náznak divergence je na obrázku také zobrazen. Tento nepříznivý průběh se opakoval vždy přibližně v 280. iteraci což je asi po 9,3 hodinách výpočetního času.

Důvodem nedokončení tohoto výpočtu je tedy vysoká časová náročnost pro projevení chyby a nedostatečná výpočetní kapacita.



Obrázek 5-6 Hodnoty zbytkových reziduí před dosažením divergence [Vlastní zpracování]

5.7 Přibližná hodnota točivého momentu vyvozeného tlakovou silou

Úkolem geometrie mezilopatkového kanálu s diskem bylo zjistit hodnotu točivého momentu vyvozeného tlakovou silou $M_k [N \cdot m]$. Ostatní výsledné hodnoty především grafické kontury a vektory uvedené v následující podkapitole 5.7 jsou prakticky totožné s předchozí variantou.

Modelování vlivu tření disku turbíny na účinnost stupně

V následující Tabulce (5 - 3) byla pomocí číselné řady v MS Excel vytvořena odhadovaná posloupnost nárůstu velikosti točivého momentu, až co nejblíže k odhadované hodnotě z Přílohy H. První tři čísla jsou ta, která byla vypočtena pomocí ANSYS Fluent a zbylé hodnoty jsou odhadnuty pomocí výpočtu v MS Excel.

Iterace	Točivý moment vyvozený tlakovou silou pro jednu OL $M_k [N \cdot m]$
260	12,276
270	12,327
280	12,378
290	12,429
300	12,480
310	12,531
320	12,582
330	12,633
340	12,684
350	12,735
360	12,786
370	12,837
380	12,888
390	12,939
400	12,990
410	13,041
420	13,092
430	13,143
440	13,194
450	13,245

Tabulka 5-3 Odhad růstu hodnoty točivého momentu při výpočtu [Vlastní zpracování]

Odhadovaný výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence numerického výpočtu je vyhodnocen v následující Tabulce (5 – 4). (10 iterací = 20 minut)

Počítač	Výpočetní čas
PC1	Nelze provést
PC2	15 hodin

Tabulka 5-4 Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence [Vlastní zpracování]

5.8 Volba a zdůvodnění zvolené hodnoty točivého momentu

V podkapitole 4.8.9 je uveden výsledek točivého momentu vyvozeného tlakovou silou pro variantu mezilopatkového kanálu bez disku pro jednu OL $M_{k,1} = 13,217 [N \cdot m]$. Vezme-li se v potaz, že tato hodnota je o $0,217 [N \cdot m]$ vyšší než hodnota spočtená dle Přílohy H, lze konstatovat, že přibližně o stejnou hodnotu bude vyšší také točivý moment u varianty mezilopatkového kanálu s diskem.

Z těchto předpokladů plyne, že výsledná hodnota točivého momentu bude v intervalu od $13,143$ do $13,194 [N \cdot m]$, viz Tabulka (5 - 3).

Bude-li dále předpokládán přibližně stejný ztrátový točivý moment z Přílohy H, tj. $\Delta M_k = 0,0407 [N \cdot m]$, tak lze odhadovanou hodnotu točivého momentu vyvozeného tlakovou silou pro jednu Oběžnou lopatku a variantu mezilopatkového kanálu s diskem spočítat z rovnice (5.1):

$$\begin{aligned} M_{k,2} &= M_{k,1} - \Delta M_k = 13,217 - 0,0407 = 13,176 \\ M_{k,2} &= \underline{\underline{13,176 [N \cdot m]}} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Tato hodnota náleží do výše uvedeného intervalu, tudíž je možné považovat výslednou hodnotu momentu za získanou. Ještě jednou je však nutno upozornit, že se jedná pouze o přibližnou velikost.

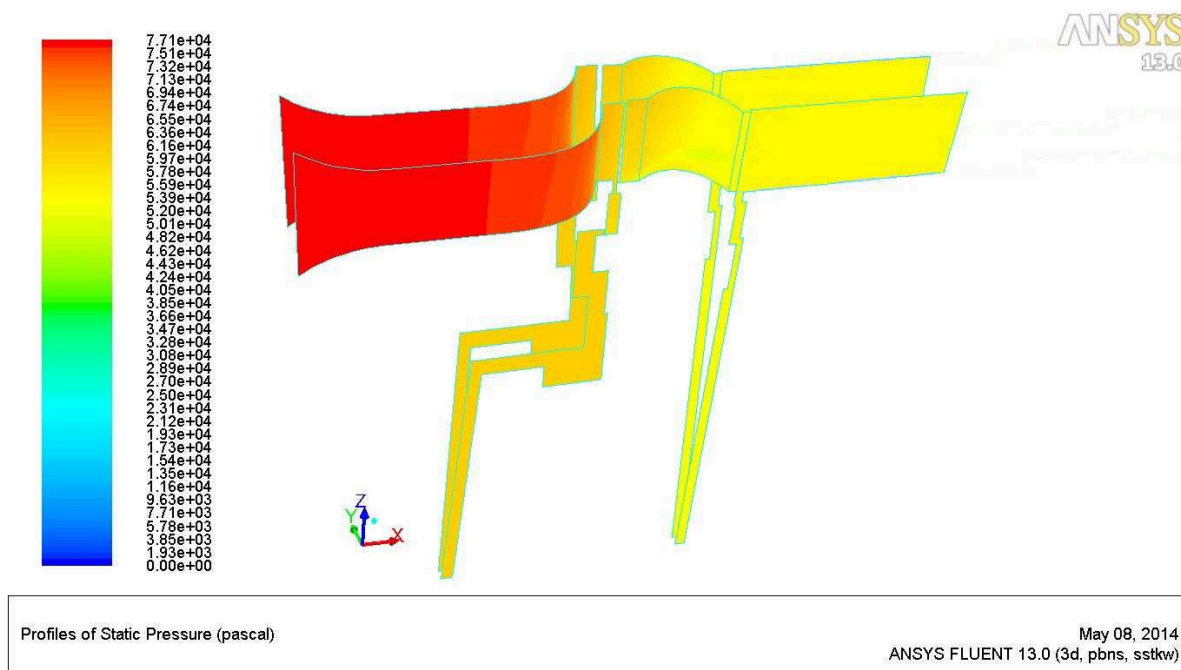
Pozn.: Hrubé modely z Přílohy C lze použít pouze pro hrubý odhad funkčnosti geometrie pro výpočet. Bylo díky nim ověřeno, že kanál bez disku má točivý moment vyšší, protože se neuvažuje vliv tření a kanál s diskem má točivý moment nižší, protože je s vlivem tření páry o disk uvažováno. Jak je vidět v Tabulce (8 - 1), tak výsledné hodnoty točivých momentů pro jednu Oběžnou lopatku se liší pouze o $0,003 [N \cdot m]$. To je způsobeno vlivem hrubé sítě, takže tento odhad nelze použít pro výpočet točivého momentu u jemného modelu kanálu s diskem.

5.9 Přibližné výsledky numerického výpočtu pro proudové parametry a otáčky při maximální účinnosti a vliv tření disků na účinnost

V následující podkapitole budou zobrazeny a ohodnoceny nejdůležitější grafické výstupy z numerického výpočtu.

5.9.1 3D pohled na kontury statického tlaku

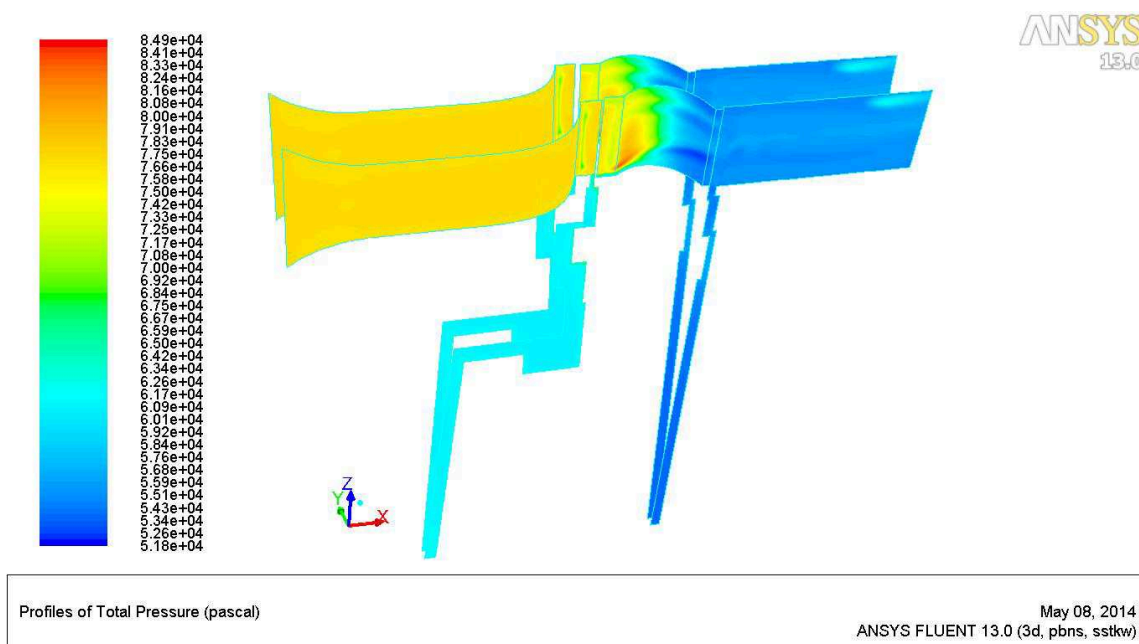
Na Obrázku (5 – 7) je vidět pokles statického tlaku vlivem expanze páry v turbíně. Současně jsou zde patrné hodnoty statického tlaku v kapsách páry kolem disku rotoru.



Obrázek 5-7 3D Pohled na kontury statického tlaku v mezilopatkovém kanále s parou obtékající disk rotoru [Vlastní zpracování]

5.9.2 3D pohled na kontury celkového tlaku

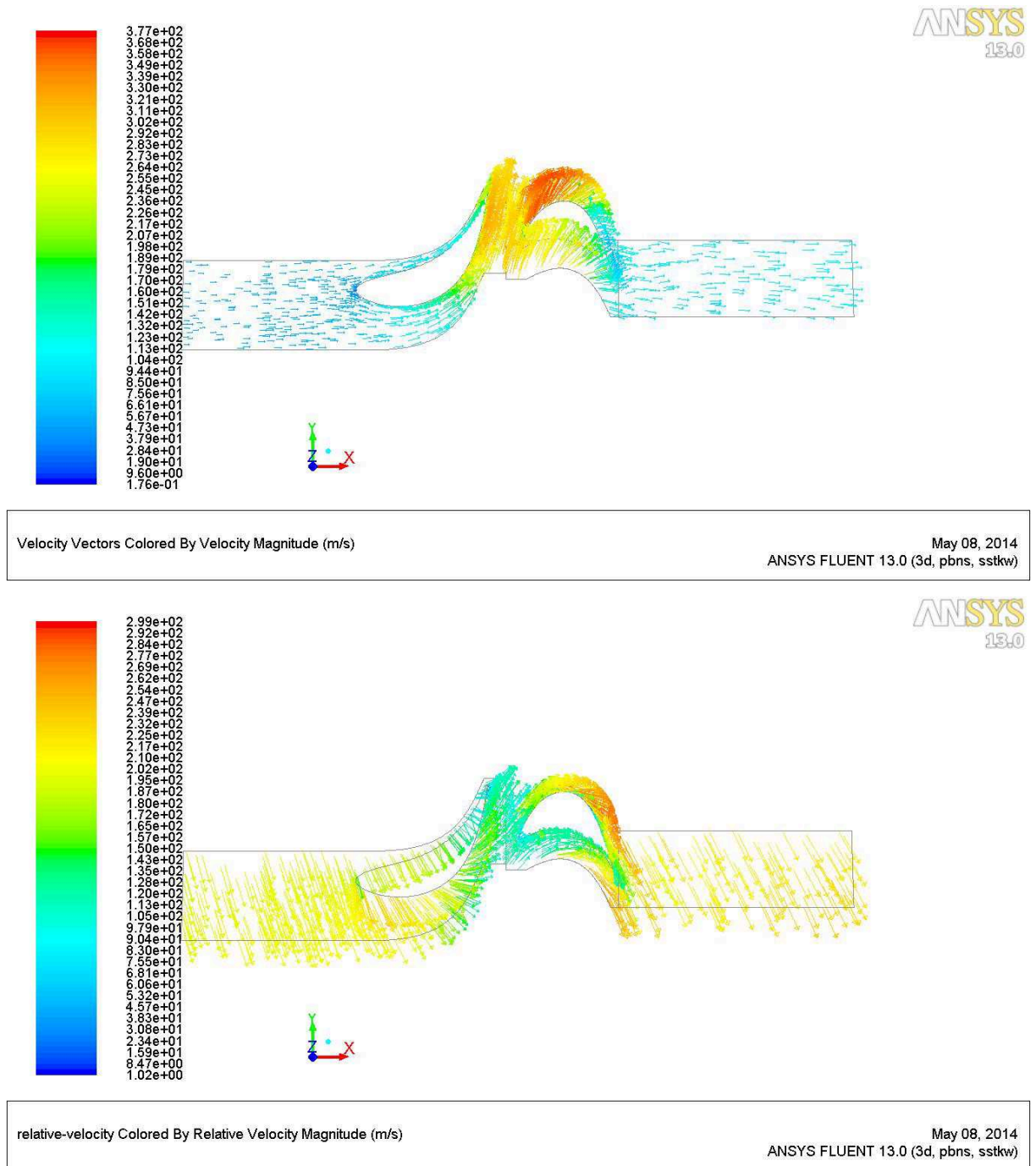
Na Obrázku (5 – 7) je vidět průběh celkového tlaku. Nejvyšší hodnota je opět v místě hřbetu Oběhové lopatky, kde vynikají největší ztráty vlivem tření páry o lopatky.



Obrázek 5-8 3D Pohled na kontury celkového tlaku v mezilopatkovém kanále s parou obtékající disk rotoru [Vlastní zpracování]

5.9.3 Příčný řez středem kanálu a vektory absolutní a relativní rychlosti

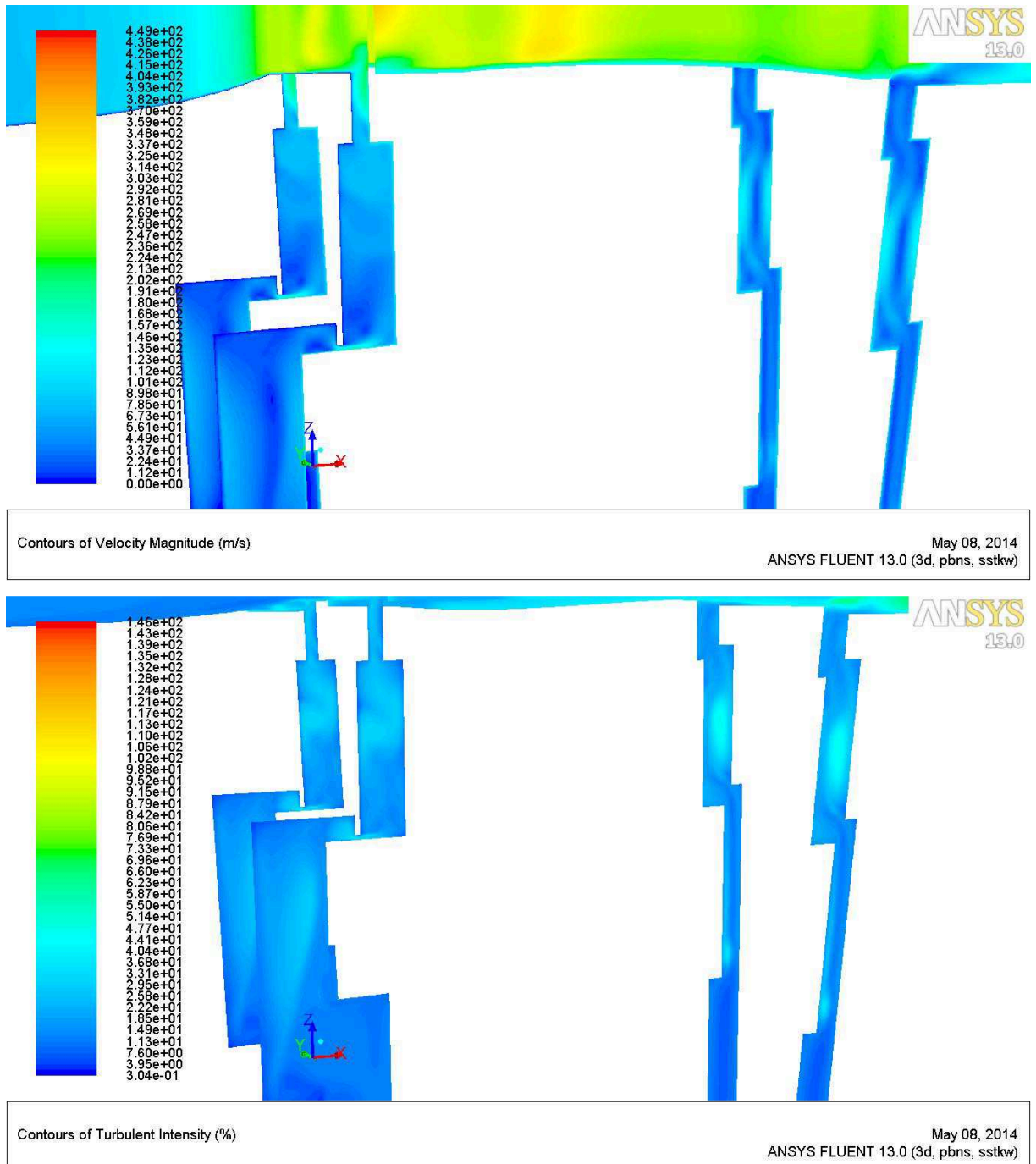
Na Obrázku (5 – 9) je vidět pouze ověření správnosti toku páry skrze mezilopatkový kanál a chování páry v absolutním prostředí statorové a rotorové části turbíny.



Obrázek 5-9 Vektory absolutní a relativní rychlosti v příčném řezu mezilopatkovým kanálem [Vlastní zpracování]

5.9.4 Absolutní rychlost a intenzita turbulence v kapsách kolem disku

Na následujících dvou obrázcích jde jasně vidět, že pára v tomto prostoru příliš neteče, ale spíše se víří a mele. To způsobuje tření páry o pevné stěny, ale především o disk rotoru. Tření následně disk brzdí a je považováno za ztrátu projevující se na výkonu turbíny a účinnosti.



Obrázek 5-10 velikost absolutní rychlosti a intenzita turbulence v kapsách kolem disku rotoru [Vlastní zpracování]

6. Porovnání vypočtených hodnot s experimentálními daty

Tato kapitola se věnuje porovnání předešlých vypočtených hodnot s dostupnými daty obdrženy z reálných experimentů na pokusné turbíně T1MW.

Je třeba zmínit, že přesnost výsledků a jejich vzájemné rozdíly mohou být ovlivněny několika zásadními faktory.

Geometrie lopatek je zjednodušená. Neobsahuje zaoblení u paty Oběhové lopatky a u paty a hlavy lopatky Rozváděcí, viz podkapitola 4.2. Geometrie kanálu je také zjednodušená, nepočítá se zaoblením na vstupu do Vstupního konfuzoru. Dále se nepočítá s vlivem bandáže a voštinových břitů nad Oběhovou lopatkou. Geometrie páry v kapsách kolem disku rotoru je rovněž zjednodušená. Vše je z důvodů snazší tvorby výpočetní sítě v ANSYS Meshing a výpočetní kapacity použité výpočetní techniky, viz Příloha B. Výsledky mohou být také ovlivněny nepřesnostmi vzniklými při použití přechodových prostředí *Mixing Plane* a *Mesh Interface*, viz Příloha F.

6.1 Porovnání výpočtů s experimenty

V následující Tabulce (6 - 1) jsou uvedeny některé důležité vypočtené parametry turbínového stupně a jejich porovnání s naměřenými daty. Hodnoty teplot, tlaků a průtoku jsou výsledky plošných integrálů *Surface Integrals* a jsou to průměrné hodnoty na daných stěnách.

Hodnota	Kanál	Kanál + disk	Naměřeno	Zn. [jednotka]
Statická teplota na vstupu do stupně	149,6	149,7	150,7	$t_0 [^{\circ}C]$
Statická teplota na výstupu ze stupně	119,4	119,4	120,5	$t_2 [^{\circ}C]$
Statický tlak na vstupu do stupně	0,76281	0,76326	0,77058	$p_0 [bar]$
Statický tlak na výstupu ze stupně	0,54193	0,54393	0,54244	$p_2 [bar]$
Otáčky rotoru	3 064	3 604	3064	$n [min^{-1}]$
Hmotnostní průtok v RL	17 671	17 369	17 977,14	$G_{RL} [kg \cdot hod^{-1}]$
Točivý moment vyvozený tlakovou silou páry na jednu OL	13,217	13,176	12,734	$M_k [N \cdot m]$
Účinnost z teplot	0,9081	0,9071	0,9107	$\eta_{TV} [-]$

Tabulka 6-1 Porovnání vypočtených hodnot s experimentálními daty [Vlastní zpracování]

6.2 Účinnost z teplot experimentální turbíny při vypočtených proudových parametrech vlivu bez disku

Účinnost z teplot se vypočítá pomocí integrovaných parních tabulek v EES. Zde bude uveden jednoduchý náznak výpočtu této účinnosti:

Účinnost z teplot bez disku $\eta_{TV,1} [-]$ se vypočítá ze statické teploty na vstupu do stupně $t_0 = 149,6 [^{\circ}C]$, statické teploty na výstupu ze stupně $t_2 = 119,4 [^{\circ}C]$ a statické teploty na výstupu ze stupně při ideální izoentropické expanzi z EES $t_{2,ize} = 116,3 [^{\circ}C]$, ze vztahu:

$$\eta_{TV,1} = \frac{t_0 - t_2}{t_0 - t_{2,ize}} = \frac{149,6 - 119,4}{149,6 - 116,3} = 0,9081$$

$$\eta_{TV,1} = \underline{\underline{0,9081[-]}}$$
(6.1)

6.3 Účinnost z teplot experimentální turbíny při vypočtených proudových parametrech s vlivem disku

Účinnost z teplot s vlivem disku $\eta_{TV,2} [-]$ se vypočítá ze statické teploty na vstupu do stupně $t_0 = 149,7 [^{\circ}C]$, statické teploty na výstupu ze stupně $t_2 = 119,4 [^{\circ}C]$ a statické teploty na výstupu ze stupně při ideální izoentropické expanzi z EES $t_{2,ize} = 116,3 [^{\circ}C]$, ze vztahu:

$$\eta_{TV,2} = \frac{t_0 - t_2}{t_0 - t_{2,ize}} = \frac{149,7 - 119,4}{149,7 - 116,3} = 0,9072$$

$$\eta_{TV,2} = \underline{\underline{0,9072[-]}}$$
(6.2)

7. Analýza dostupných vztahů pro ztrátu třením disků v páře a jejich korekce na základě spočítaných hodnot.

Ztrátový neboli třecí výkon je důležitým parametrem nutným pro odhad účinnosti turbínových stupňů. V praxi je nutné znát jej co nejpřesněji, protože tvoří až 0,5 % výkonu stupně, což je přibližně 0,5 % účinnosti a o tuto chybu může být odhad účinnosti lepší nebo horší.

Na lopatky působí tlaková síla, která vytváří točivý moment $M_k [N \cdot m]$ (otáčí rotorem). Současně na povrchu disku vzniká vlivem tření páry o disk tzv. ztrátový, třecí neboli ventilační výkon $Z_t [kW]$, který je součinem úhlové rychlosti $\omega [rad \cdot s^{-1}]$ a ztrátového točivého momentu $\Delta M_k [N \cdot m]$. Tento ztrátový výkon působí proti smyslu otáčení rotoru a disk brzdí. Předpokládá se tedy, že točivý moment $M_k [N \cdot m]$ musí být menší u varianty mezilopátkového kanálu s diskem než u kanálu bez disku.

7.1 Ztráta třením jednověncového kola - J. Bečvář

První vzorec vychází z literatury [4] Tepelné turbíny od J. Bečváře, ze strany 127. Je vyjádřen rovnicí (7.1).

Ztrátový výkon $Z_t [kW]$ se vypočítá z upřesňované konstanty $k = (0,865 \div 1,73)[-]$, patního průměru Oběžné lopatky $D_{p,OL} = 0,93[m]$, obvodové rychlosti $u [m \cdot s^{-1}]$ a měrného objemu páry za koncovým stupněm $v_m [m^3 \cdot kg^{-1}]$, ze vztahu:

$$Z_t = k \cdot D_{p,OL}^2 \cdot \left(\frac{u}{100} \right)^3 \cdot \frac{1}{v_m} [kW] \quad (7.1)$$

Ze vzorce plyne, že je zde několik neznámých, které je nutno před zpřesněním konstanty nejprve určit či vypočítat.

7.1.1 Rozvaha ztrátového výkonu

Ztrátový výkon $Z_t [kW]$ se vypočítá z úhlové rychlosti $\omega [rad \cdot s^{-1}]$ a ztrátového točivého momentu $\Delta M_k [N \cdot m]$, ze vztahu [31]:

$$Z_t = \omega \cdot \Delta M_k [kW] \quad (7.2)$$

I zde jsou neznámé, které je třeba nejprve vypočítat.

7.1.1.1 Úhlová rychlost

Úhlová rychlost $\omega [rad \cdot s^{-1}]$ se vypočítá z otáček rotoru $n = 3604 [min^{-1}]$, ze vztahu:

$$\begin{aligned}\omega &= 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{3604}{60} \doteq 377,41 \\ \omega &= \underline{\underline{377,41 [rad \cdot s^{-1}]}}\end{aligned}\quad (7.3)$$

7.1.1.2 Ztrátový točivý moment

Ztrátový točivý moment $\Delta M_k [N \cdot m]$ je rozdíl točivých momentů vyvozených tlakovou silou $M_k [N \cdot m]$.

Točivý moment vyvozený tlakovou silou $M_k [N \cdot m]$ je numericky vypočítán pomocí Fluentu. V záložce výsledků *Reports* je nutné vyhledat položku silových účinků *Forces*, nastavit parametr *Moments* a vygenerovat tento točivý moment ve správném smyslu rotace kolem záporně definované osy „x“, pro všechny stěny. Výsledné hodnoty podkapitoly 4.8.9 a podkapitoly 5.8 jsou uvedeny v následující tabulce:

Název parametru	Hodnota	Zn. [jednotka]
Točivý moment vyvozený tlakovou silou pro variantu kanálu bez disku	13,217	$M_{k,1} [N \cdot m]$
Točivý moment vyvozený tlakovou silou pro variantu kanálu s diskem	13,176	$M_{k,2} [N \cdot m]$

Tabulka 7-1 Porovnání točivých momentů vyvozených tlakovou silou pro jednu Oběhovou lopatku [Vlastní zpracování]

V Tabulce (7 – 1) jsou uvedeny točivé momenty pro jednu Oběhovou lopatku. Pro získání ztrátového točivého momentu $\Delta M_k [N \cdot m]$ je nutné vzít v potaz počet Oběhových lopatek, kterých je v rotoru usazeno 58. Ztrátový točivý moment $\Delta M_k [N \cdot m]$ se tedy vypočítá ze vztahu:

$$\begin{aligned}\Delta M_k &= (58 \cdot M_{k,1}) - (58 \cdot M_{k,2}) = (58 \cdot 13,217) - (58 \cdot 13,176) = 2,378 \\ \Delta M_k &= \underline{\underline{2,378 [N \cdot m]}}\end{aligned}\quad (7.4)$$

7.1.2 Výpočet ztrátového výkonu

Již jsou známy všechny potřebné veličiny pro výpočet ztrátového výkonu $Z_t [kW]$ z úhlové rychlosti $\omega [rad \cdot s^{-1}]$ a ztrátového točivého momentu $\Delta M_k [N \cdot m]$, z rovnice (7.2):

$$Z_t = \omega \cdot \Delta M_k = 377,41 \cdot 2,378 \doteq 897,48$$

$$Z_t = 897,48 [W] \doteq \underline{\underline{0,898 [kW]}}$$

7.1.3 Obvodová rychlost

Obvodová rychlost $u [m \cdot s^{-1}]$ se vypočítá z patního průměru Oběžné lopatky $D_{p,OL} = 0,93 [m]$ a otáček rotoru $n = 3604 [\min^{-1}]$, ze vztahu:

$$u = \pi \cdot D_{p,OL} \cdot n = \pi \cdot 0,93 \cdot \frac{3604}{60} \doteq 175,5 \quad (7.5)$$

$$u = \underline{\underline{175,5 [m \cdot s^{-1}]}}$$

7.1.4 Analýza měrného objemu páry za koncovým stupněm

Měrný objem páry za koncovým stupněm $v_m [m^3 \cdot kg^{-1}]$ se vypočítá z hustoty páry na výstupu ze stupně $\rho_2 [kg \cdot m^{-3}]$, ze vztahu:

$$v_m = \frac{1}{\rho_2} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (7.6)$$

Je potřeba znát hustotu páry na výstupu ze stupně $\rho_2 [kg \cdot m^{-3}]$.

7.1.4.1 Hustota páry na výstupu ze stupně

Hustota páry na výstupu ze stupně $\rho_2 [kg \cdot m^{-3}]$ je vypočtená hodnota z numerického výpočtu mezilopatkového kanálu, z Obrázku (7 - 1) je $\rho_2 = \underline{\underline{0,29917 [kg / m^3]}}$.



Obrázek 7-1 Hustota páry na výstupu ze stupně [Vlastní zpracování]

7.1.5 Výpočet měrného objemu páry za koncovým stupněm

Nyní již lze spočítat měrný objem páry za koncovým stupněm $v_m [m^3 \cdot kg^{-1}]$ z hustoty páry na výstupu ze stupně $\rho_2 [kg \cdot m^{-3}]$, z rovnice (7.6):

$$v_m = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{0,29917} \doteq 3,343$$

$$v_m = \underline{\underline{3,343 [m^3 \cdot kg^{-1}]}}$$

7.1.6 Zpřesnění konstanty dle J. Bečváře

V současné chvíli jsou známy všechny potřebné parametry pro výpočet hledané konstanty $k [-]$. Vypočte se z rovnice (7.1) a to pomocí ztrátového výkonu $Z_t = 0,898 [kW]$, patního průměru Oběžné lopatky $D_{p,OL} = 0,93 [m]$, obvodové rychlosti $u = 175,5 [m \cdot s^{-1}]$ a měrného objemu páry za koncovým stupněm $v_m = 3,343 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, ze vztahu:

$$Z_t = k \cdot D_{p,OL}^2 \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3 \cdot \frac{1}{v_m} \Rightarrow k = \frac{Z_t}{D_{p,OL}^2 \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3 \cdot \frac{1}{v_m}} = \frac{0,898}{0,93^2 \cdot \left(\frac{175,5}{100}\right)^3 \cdot \frac{1}{3,343}} \doteq 0,642$$

$$k = \underline{\underline{0,642 [-]}}$$

7.2 Ztráta třením jednověncového kola - A. V. Ščeglajev

Druhý vzorec vychází z literatury [16] Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín od A. V. Ščeglajeva, ze strany 210. Je vyjádřen rovnicí (7.7).

Třecí výkon $\Delta P_\tau [W]$ se vypočítá z upřesňované konstanty $k [-]$, patního průměru Oběžné lopatky $D_{p,OL} = 0,93 [m]$, obvodové rychlosti $u = 175,5 [m \cdot s^{-1}]$ a měrného objemu páry za koncovým stupněm $v_m = 3,343 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, ze vztahů:

$$\Delta P_\tau = k_\tau \cdot \frac{u^3 \cdot D_{p,OL}^2}{2 \cdot v_m} [W]$$

$$k_\tau = k \cdot \left(\frac{s}{r_2}\right)^{\frac{1}{10}} \cdot Re_u^{-\frac{1}{5}} \quad (7.7)$$

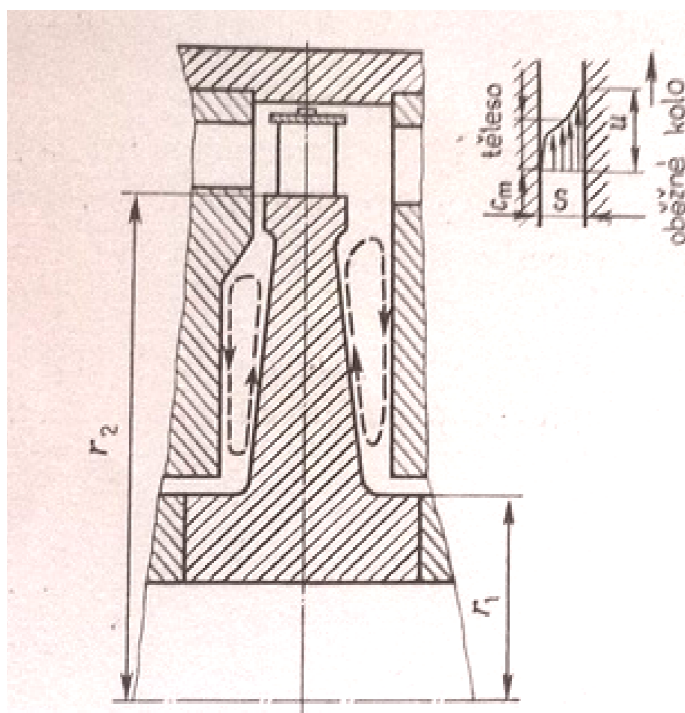
$$\Delta P_\tau = k \cdot \left(\frac{s}{r_2}\right)^{\frac{1}{10}} \cdot Re_u^{-\frac{1}{5}} \cdot \frac{u^3 \cdot D_{p,OL}^2}{2 \cdot v_m} [W]$$

Jak je vidět, tak se zde vyskytují neznámé, které je nutné nejprve vypočítat či určit.

7.2.1 Poměrná velikost mezery

Poměrná velikost mezery $\frac{s}{r_2}$ se určí z průměrné tloušťky mezery mezi Oběžným kolem a statorovou částí turbíny $s[m]$ a patního poloměru Oběžného kola $r_2 = 0,465[m]$.

Průměrná tloušťka mezery mezi Oběžným kolem a statorovou částí turbíny $s[m]$ se určí pomocí znalosti Obrázku (7 – 1). Ze zadaných výkresů lopatkování této turbíny a modelů uvedených na Obrázku (5 – 1) plyne, že průměrná tloušťka mezery mezi Oběžným kolem a statorovou částí turbíny je $s = 0,0093625[m]$.



Obrázek 7-2 Průměrná Tloušťka mezery mezi Oběžným kolem a statorem[16]

7.2.2 Analýza Reynoldsova čísla

Reynoldsovo číslo $Re_u [-]$ se vypočítá z obvodové rychlosti $u = 175,5 [m \cdot s^{-1}]$, patního poloměru Oběžného kola $r_2 = 0,465[m]$ a kinematické viskozity $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$, ze vztahu:

$$Re_u = \frac{u \cdot r_2}{\nu} [-] \quad (7.8)$$

Je zde neznámá kinematická viskozita $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$, kterou je nutno určit.

7.2.2.1 Kinematická viskozita

Kinematická viskozita $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$ se vypočítá z dynamické viskozity $\eta [kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$ a hustoty páry na výstupu ze stupně $\rho_2 = 0,30519 [kg / m^3]$. Je třeba určit dynamickou viskozitu.

Dynamická viskozita se určí z Fluentu ze záložky *Materials*, kde je její hodnota pro vodní páru $\eta = 1,34 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$.

Kinematická viskozita se tedy spočte ze vztahu:

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{\eta}{\rho_2} = \frac{1,34 \cdot 10^{-5}}{0,29917} = 4,479 \cdot 10^{-5} \\ \nu &= \underline{\underline{4,479 \cdot 10^{-5} [m^2 \cdot s^{-1}]}} \end{aligned} \quad (7.9)$$

7.2.2.2 Výpočet Reynoldsova čísla

Nyní již jsou známy všechny potřebné parametry pro výpočet délky Reynoldsovo číslo $Re_u [-]$, z rovnice (7.8):

$$\begin{aligned} Re_u &= \frac{u \cdot r_2}{\nu} = \frac{175,5 \cdot 0,465}{4,479 \cdot 10^{-5}} = 1821994 \\ Re_u &= \underline{\underline{0,182 \cdot 10^7 [-]}} \end{aligned}$$

7.2.3 Výpočet upřesňované konstanty

Za běžných okolností se třecí výkon $\Delta P_\tau [W]$ určuje dle znalosti výše uvedených parametrů. Nicméně v tomto případě je již třecí výkon znám. Jedná se o ztrátový výkon z podkapitoly 7.1.2 a má hodnotu $\Delta P_\tau = Z_t = 897,48 [W]$.

Nyní již jsou známy všechny potřebné parametry pro výpočet zpřesňované konstanty kola $k [-]$ z rovnice (7.7):

$$\begin{aligned} \Delta P_\tau &= k \cdot \left(\frac{s}{r_2} \right)^{\frac{1}{10}} \cdot Re_u^{-\frac{1}{5}} \cdot \frac{u^3 \cdot D_{p,OL}^2}{2 \cdot v_m} \Rightarrow k = \frac{\Delta P_\tau}{\left(\frac{s}{r_2} \right)^{\frac{1}{10}} \cdot Re_u^{-\frac{1}{5}} \cdot \frac{u^3 \cdot D_{p,OL}^2}{2 \cdot v_m}} = \\ &= \frac{897,48}{\left(\frac{0,0093625}{0,465} \right)^{\frac{1}{10}} \cdot (0,182 \cdot 10^7)^{-\frac{1}{5}} \cdot \frac{175,5^3 \cdot 0,93^2}{2 \cdot 3,343}} = \frac{897,48}{0,676 \cdot 0,05573 \cdot 702399,1} \doteq 3,39 \cdot 10^{-2} \\ k &= \underline{\underline{3,39 \cdot 10^{-2} [-]}} \end{aligned}$$

7.3 Ztráta třením jednověncového kola - Výzkumná zpráva

Třetí vzorec vychází z literatury [32] Výzkumná zpráva: Účinnost turbínových stupňů od kolektivu autorů L. Tajče, L. Bednáře a M. Hoznedla, z přílohy 20/1. Je vyjádřen rovnicí (7.10). Původní vztah je:

$$N_v = 0,3 \cdot \left(0,04 + 0,52 \cdot \frac{l_{OL}}{D_{p,OL} + l_{OL}} \right) \cdot \pi \cdot (D_{p,OL} + l_{OL}) \cdot \frac{l_{OL}}{2} \cdot \left[\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot (D_{p,OL} + l_{OL}) \right]^3 \cdot \frac{1}{v_m} [W] \quad (7.10)$$

Ventilační výkon $N_v [W]$ se vypočítá ze zpřesňované konstanty $k [-]$, patního průměru Oběžné lopatky $D_{p,OL} = 0,93 [m]$, délky oběžné lopatky z Přílohy A $l_{OL} = 0,0675 [m]$, otáček rotoru $n = 3604 [\text{min}^{-1}]$, a měrného objemu páry za koncovým stupněm $v_m = 3,343 [m^3 \cdot kg^{-1}]$, ze vztahu:

$$N_v = k \cdot \left(0,04 + 0,52 \cdot \frac{l_{OL}}{D_{p,OL} + l_{OL}} \right) \cdot \pi \cdot (D_{p,OL} + l_{OL}) \cdot \frac{l_{OL}}{2} \cdot \left[\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot (D_{p,OL} + l_{OL}) \right]^3 \cdot \frac{1}{v_m} [W]$$

Neznámou je v tomto případě pouze zpřesňovaná konstanta $k [-]$.

7.3.1 Zpřesnění konstanty dle Výzkumné zprávy

Za běžných okolností se ventilační výkon $N_v [W]$ určuje dle znalosti výše uvedených parametrů. Nicméně v tomto případě je již ventilační výkon znám. Jedná se o ztrátový výkon z podkapitoly 7.1.2 a současně o třecí výkon z podkapitoly 7.2. Jeho hodnota tedy je $N_v = \Delta P_\tau = Z_\tau = 897,48 [W]$. Zpřesňovaná konstanta $k [-]$ se tedy spočte z rovnice (7.10):

$$N_v = k \cdot \left(0,04 + 0,52 \cdot \frac{l_{OL}}{D_{p,OL} + l_{OL}} \right) \cdot \pi \cdot (D_{p,OL} + l_{OL}) \cdot \frac{l_{OL}}{2} \cdot \left[\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot (D_{p,OL} + l_{OL}) \right]^3 \cdot \frac{1}{v_m}$$

$$k = \frac{897,48}{\left(0,04 + 0,52 \cdot \frac{0,0675}{0,93 + 0,0675} \right) \cdot \pi \cdot (0,93 + 0,0675) \cdot \frac{0,0675}{2} \cdot \left[\pi \cdot \frac{3604}{60} \cdot (0,93 + 0,0675) \right]^3 \cdot \frac{1}{3,343}}$$

$$k = \frac{897,48}{(0,07519) \cdot \pi \cdot (0,9975) \cdot 0,03375 \cdot [188,233]^3 \cdot 0,30519} = 0,0566$$

$$k = \underline{\underline{0,0566 [-]}}$$

7.4 Ztráta třením jednověncového kola - Technická zpráva

Čtvrtý a poslední vzorec vychází z literatury [33]. Technická zpráva: Určení třecích ztrát Oběžného kola. Je vyjádřen rovnicí (7.11). Původní vztah je:

$$N_v = 2,03 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^{2,8} \cdot \left(\frac{D_{p,OL}}{1000}\right)^{4,6} \cdot (1,0197 \cdot p_2)^{0,8} \cdot \left(\frac{T_0 + T_2}{2}\right)^{-0,6} [kW] \quad (7.11)$$

Ventilační výkon $N_v [W]$ se vypočítá ze zpřesňované konstanty $k [-]$, patního průměru Oběžné lopatky $D_{p,OL} = 930 [mm]$, otáček rotoru $n = 3604 [min^{-1}]$, statického tlaku na výstupu ze stupně $p_2 [bar]$, statické teploty na vstupu do stupně $t_0 [^{\circ}C]$ a statické teploty na výstupu ze stupně $t_2 [^{\circ}C]$, ze vztahu:

$$N_v = k \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^{2,8} \cdot \left(\frac{D_{p,OL}}{1000}\right)^{4,6} \cdot (1,0197 \cdot p_2)^{0,8} \cdot \left(\frac{T_0 + T_2}{2}\right)^{-0,6} [kW]$$

Vyskytuje se zde několik neznámých, které je třeba určit.

7.4.1 Statický tlak na výstupu ze stupně

Statický tlak na výstupu ze stupně $p_2 [bar]$ je vypočtená hodnota z numerického výpočtu mezilopátkového kanálu, z Obrázku (7 - 3) je $p_2 = 0,5419 [bar]$.



Obrázek 7-3 Statický tlak na výstupu ze stupně [Vlastní zpracování]

7.4.2 Statická teplota na vstupu do stupně

Statická teplota na vstupu do stupně $T_0 [^{\circ}C]$ je vypočtená hodnota z numerického výpočtu mezilopátkového kanálu, z Obrázku (7 - 4) je $T_0 = 149,7 [^{\circ}C]$.



Obrázek 7-4 Statická teplota na vstupu do stupně [Vlastní zpracování]

7.4.3 Statická teplota na výstupu ze stupně

Statická teplota na výstupu ze stupně T_2 [°C] je vypočtená hodnota z numerického výpočtu mezilopatkového kanálu, z Obrázku (7 - 5) je $T_2 = 119,3$ [°C].



Obrázek 7-5 Statická teplota na výstupu ze stupně [Vlastní zpracování]

7.4.4 Zpřesnění konstanty dle Technické zprávy

Hodnota ventilačního výkonu je totožná s předchozími variantami $N_v = 0,898$ [kW].

Zpřesňovaná konstanta k [–] se tedy spočte z rovnice (7.11):

$$N_v = k \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^{2,8} \cdot \left(\frac{D_{p,OL}}{1000} \right)^{4,6} \cdot (1,0197 \cdot p_2)^{0,8} \cdot \left(\frac{T_0 + T_2}{2} \right)^{-0,6}$$

$$k = \frac{0,898}{\left(\frac{3604}{1000} \right)^{2,8} \cdot \left(\frac{930}{1000} \right)^{4,6} \cdot (1,0197 \cdot 0,5419)^{0,8} \cdot \left(\frac{149,7 + 119,3}{2} \right)^{-0,6}} =$$

$$k = \frac{0,898}{36,224 \cdot 0,7162 \cdot 0,6222 \cdot 0,0528} = 1,053$$

$$\underline{\underline{k = 1,053 \text{ [–]}}}$$

7.5 Porovnání upřesněných konstant pro jednotlivé výpočetní vztahy

Každý z výpočetních vztahů (rovnice 7.1, 7.8, 7.10 a 7.11) pro výpočet ztrátového, třecího či ventilačního výkonu představuje jiný přístup k tomu samému výpočtu. Konstanty se od sebe značně liší, proto nejsou porovnávány mezi sebou, ale jde spíše o to, jak se změní oproti hodnotám z původních vzorců.

Vzorec	Zpřesněná konstanta	Původní hodnoty
Dle J. Bečváře	0,642	Interval od 0,865 do 1,73
Dle A. V. Ščeglajeva	$3,39 \cdot 10^{-2}$	V původním vztahu $2,5 \cdot 10^{-2}$
Dle výzkumné zprávy	0,0566	V původním vztahu 0,3
Dle technické zprávy	1,053	V původním vztahu 2,03

Tabulka 7-2 Tabulka porovnání hodnot upřesněné konstanty s intervaly jejich volby při výpočtu pro otáčky rovny maximální účinnosti turbíny [Vlastní tvorba]

8. Hodnoty konstant a dalších parametrů při změně otáček rotoru

Tato kapitola již není obsažena v oficiálním zadání práce. Byla vytvořena po dohodě s výzkumným oddělením Doosan Škoda Power. Jedná se o třetí numerický výpočet. Věnuje se tomu, jaký trend bude mít hodnota zpřesňované konstanty $k[-]$ a jiné důležité parametry, jako je točivý moment vyvozený tlakovou silou $M_k [N \cdot m]$, průtok RL $G_{RL} [kg \cdot hod^{-1}]$ či výkon na lopatkách $N_{NL} [kW]$ při různých otáčkách rotoru $n [min^{-1}]$.

Numerický výpočet proběhl na totožné geometrii mezilopatkového kanálu kompletního stupně T1MW jako v předchozích kapitolách. Tvorba geometrie a sítě a nastavení výpočtu ve Fluentu byly totožné jako v kapitole 4. Proměnnou jsou pouze otáčky rotoru, které při měřeních nebývají nižší než $n = 2200 [min^{-1}]$, viz Příloha H.

8.1 Předběžný numerický výpočet

Nejprve byly vytvořeny dva testovací modely s hrubou sítí, viz Příloha C, na kterých byl proveden experiment proveditelnosti výpočtu pro různé otáčky. Tyto modely byly také použity při odlaďování nastavení Fluentu pro jemné modely z kapitol 4 a 5.

Byl vyzkoumán trend poklesu točivého momentu vyvozeného tlakovou silou s rostoucími otáčkami rotoru a dále pak, že točivý moment je větší u mezilopatkového kanálu bez vlivu tření páry o disk. Vzhledem k hrubé výpočetní síti jsou číselné hodnoty zavádějící a lze tedy konstatovat, že pro zjištění přesnějších výsledků bude nutné provést přesnější výpočet na jemném modelu.

V Tabulce (8 - 2) jsou uvedeny orientační hodnoty točivých momentů vyvolaných tlakovou silou $M_k [N \cdot m]$ pro různé otáčky rotoru. Jelikož se jedná o výpočty na hrubých modelech, je nutno dodat, že průměrná chyba oproti výsledkům na jemném modelu je přibližně $1,07 [N \cdot m]$ u točivého momentu pro jednu Oběžnou lopatku, viz podkapitola 4.8.9.

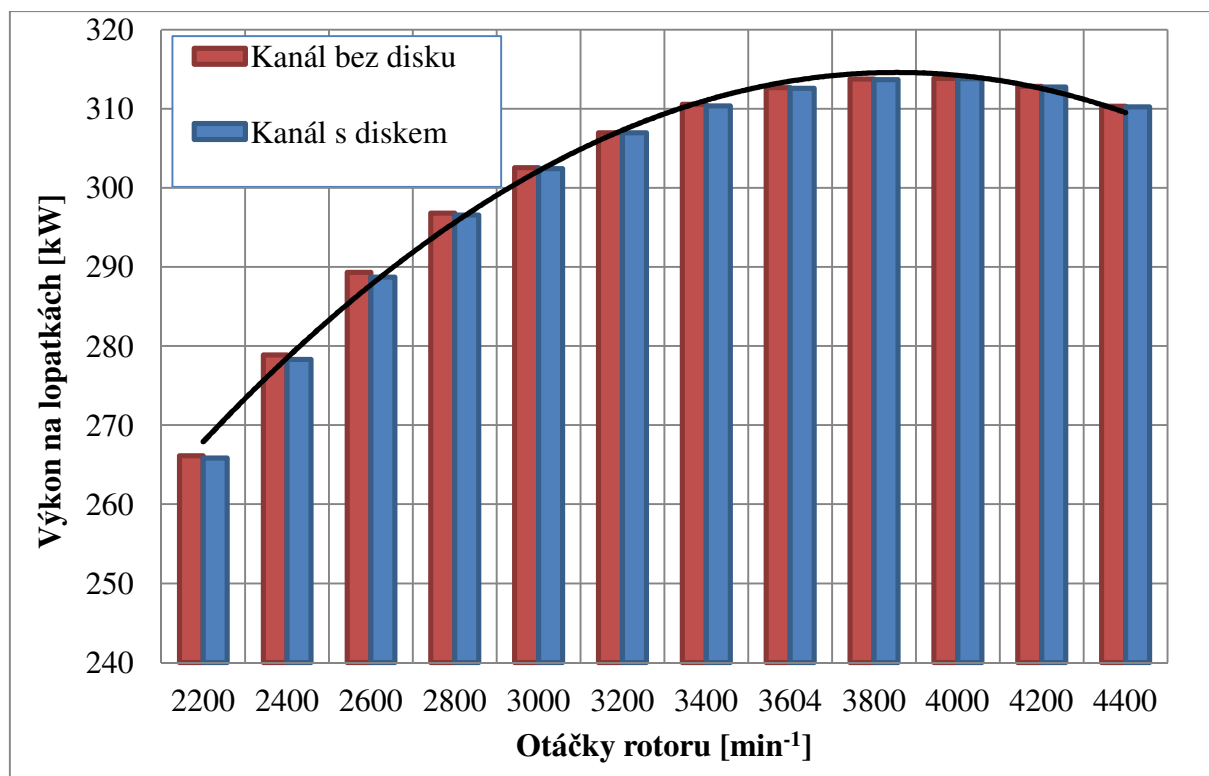
Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence numerického výpočtu je vyhodnocen v následující Tabulce (8 - 1).

Počítač	Výpočetní čas kanálu bez disku	Výpočetní čas kanálu s diskem
PC1	3,5 hodiny (1732 iterací)	3,9 hodiny (1286 iterací)
PC2	0,9 hodiny	1,1 hodiny

Tabulka 8-1 Výpočetní čas potřebný k dosažení konvergence [Vlastní zpracování]

Velikost konstant při různých otáčkách

Na níže uvedeném Obrázku (8 - 1) je uveden diagram závislosti výkonu na lopatkách N_{NL} [kW] na otáčkách rotoru. n [min⁻¹]. Je zde jasně vidět maximum výkonu, které je zhruba v otáčkách $n = 3850$ [min⁻¹] to přibližně odpovídá maximu výkonu na lopatkách N_{NL} [kW] z Přílohy H dodané výzkumným oddělením Doosan Škoda Power.



Obrázek 8-1 Závislost výkonu na lopatkách a na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]

Lze tedy konstatovat, že výpočet fyzikálně funguje a hodnota vypočteného maxima výkonu odpovídá naměřeným číslům, avšak vypočtené hodnoty výkonů na lopatkách a další parametry jsou zatíženy chybou hrubé sítě. Proto bude nyní proveden experimentální výpočet na jemném modelu mezilopatkového kanálu, kde budou číselné výsledky zpřesněny.

8.2 Finální numerický výpočet

Finální numerický výpočet vychází z výpočtu provedeného v kapitole 4. V tomto případě jsou proměnnou otáčky rotoru. n [min⁻¹]. Výpočetní čas finálního numerického výpočtu je uveden v následující Tabulce (8 – 2).

Počítač	Výpočetní čas základního výpočtu	Výpočetní čas změn otáček
PC1	Nelze provést	Nelze provést
PC2	15,09 hodin	+ 36 hodin (+ 2400 iterací)

Tabulka 8-2 Výpočetní čas finálního numerického výpočtu[Vlastní zpracování]

Velikost konstant při různých otáčkách

Při každé změně otáček byl výpočet přiveden ke konvergenci a následně byly ze záložky *Results* ve Fluentu odečteny: točivý moment vyvolaný tlakovou silou v mezilopatkovém kanále bez vlivu disku $M_k [N \cdot m]$, průtok RL $G_{RL} [kg \cdot s^{-1}]$, hustota páry na výstupu ze stupně $\rho_2 [kg/m^3]$, statický tlak na vstupu do stupně $p_0 [bar]$, statický tlak na výstupu ze stupně $p_2 [bar]$ statická teplota na vstupu do stupně $T_0 [^\circ C]$ a statická teplota na výstupu ze stupně $T_2 [^\circ C]$.

Nakonec bylo nutné zjistit točivý moment vyvolaný tlakovou silou v mezilopatkovém kanále s vlivem disku $M_k [N \cdot m]$, ale protože tento výpočet nebyl na jemném modelu úspěšně dokončen, viz kapitola 5, tak bylo rozhodnuto o následujícím postupu.

Z Přílohy H, byly pro každé počítané otáčky odečteny ztrátové točivé momenty $\Delta M_k [N \cdot m]$. Pokud se hodnota odchylovala, byla na nich provedena korekce a následně byl dopočítán točivý moment vyvolaný tlakovou silou v mezilopatkovém kanále s vlivem disku $M_k [N \cdot m]$.

8.3 Výsledky finálního numerického výpočtu

Pro lepší přehlednost hodnot z Tabulky (8 - 3) budou výsledky graficky rozebrány níže.

n [min ⁻¹]	$M_k [N \cdot m]$ Bez disku	$M_k [N \cdot m]$ S diskem	ΔM_k [N · m]	Z_t [kW]	$N_{NL} [kW]$ Bez disku	$N_{NL} [kW]$ S diskem	G_{RL} [kg · hod ⁻¹]
2200	1 093,0	1 092,0	0,980	0,226	251,8	251,6	17836
2400	1 045,6	1 044,5	1,119	0,281	262,8	262,5	17734
2600	996,9	995,6	1,293	0,352	271,4	271,1	17606
2800	947,6	946,0	1,502	0,440	277,8	277,4	17467
3000	899,7	898,0	1,688	0,530	282,7	282,1	17336
3200	853,2	851,3	1,908	0,639	285,9	285,3	17208
3400	809,0	806,9	2,105	0,750	288,1	287,3	17089
3604	766,6	764,2	2,378	0,897	289,3	288,4	16974
3800	727,7	725,1	2,639	1,050	289,6	288,5	16877
4000	688,5	685,7	2,784	1,166	288,4	287,2	16787
4200	651,9	648,9	2,958	1,301	286,7	285,4	16704
4400	615,5	612,4	3,161	1,456	283,6	282,1	16630

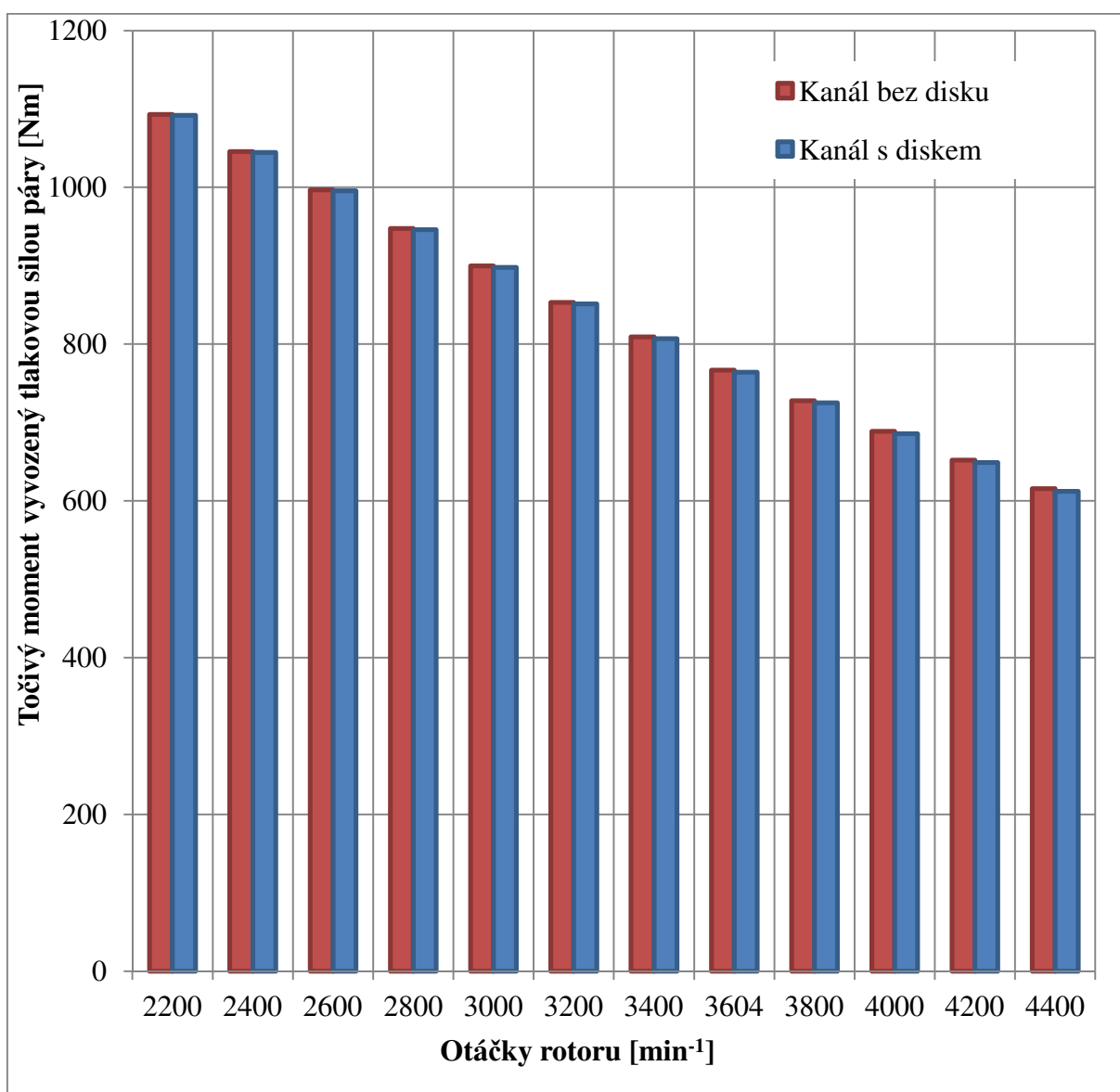
Tabulka 8-3 Tabulka vypočtených hodnot finálního numerického výpočtu
[Vlastní zpracování]

8.3.1 Diagram závislosti „ M_k “ vyvozeného tlakovou silou na otáčkách

Níže uvedený diagram ukazuje, že s poklesem otáček rotoru dochází k poklesu točivého momentu vyvozeného tlakovou silou. Je to z důvodu poklesu hmotnostního toku páry turbínou, viz Obrázek (8 - 3).

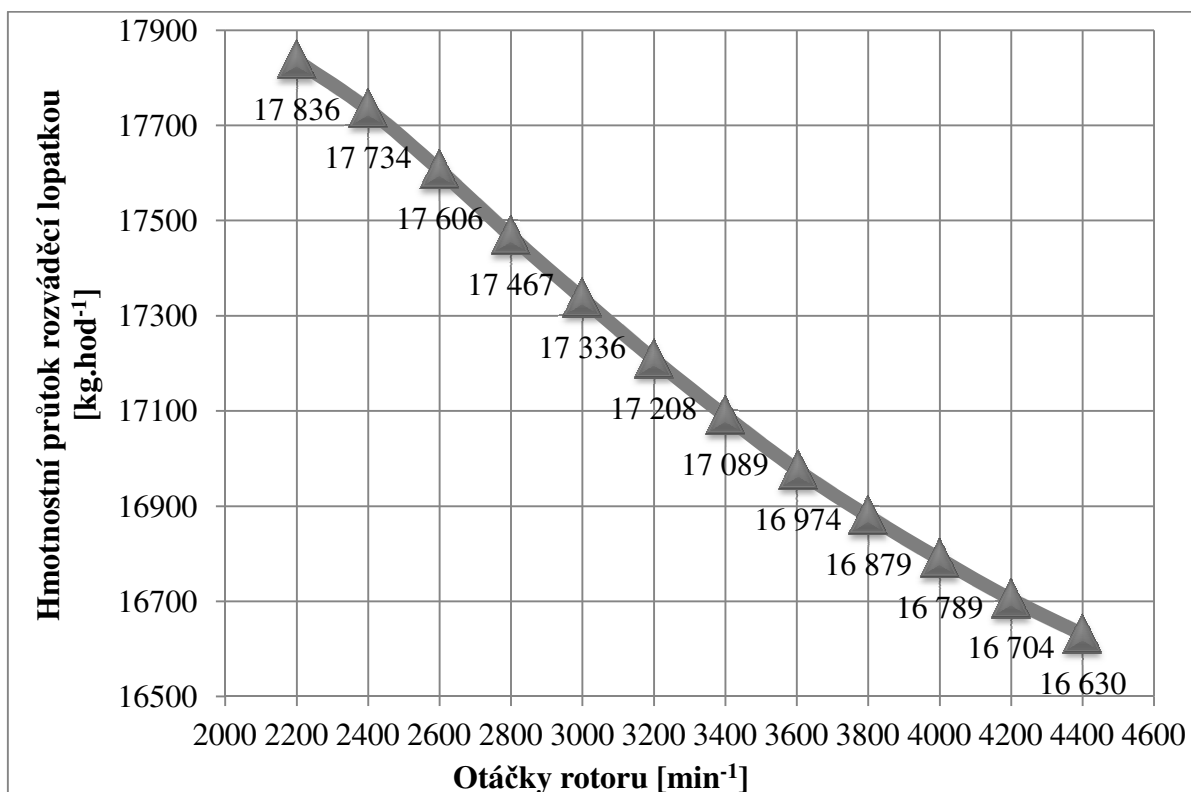
Je snahou, aby turbínou protékal co nejnižší průtok, protože čím je nižší průtok, tím je nižší potřeba na výrobu páry a to ekonomicky zlepšuje provoz tepelného cyklu.

Jinými slovy lze říci, že když je menší průtok páry, je současně nižší točivý moment vyvozený tlakovou silou páry a tím je vyšší výkon a vyšší účinnost. To však platí do bodu zvratu (maximálního výkonu a účinnosti turbíny), protože od této chvíle začne výkon na lopatkách klesat kvůli vzrůstajícímu vlivu ztrát třením páry, viz Obrázek (8 - 4).



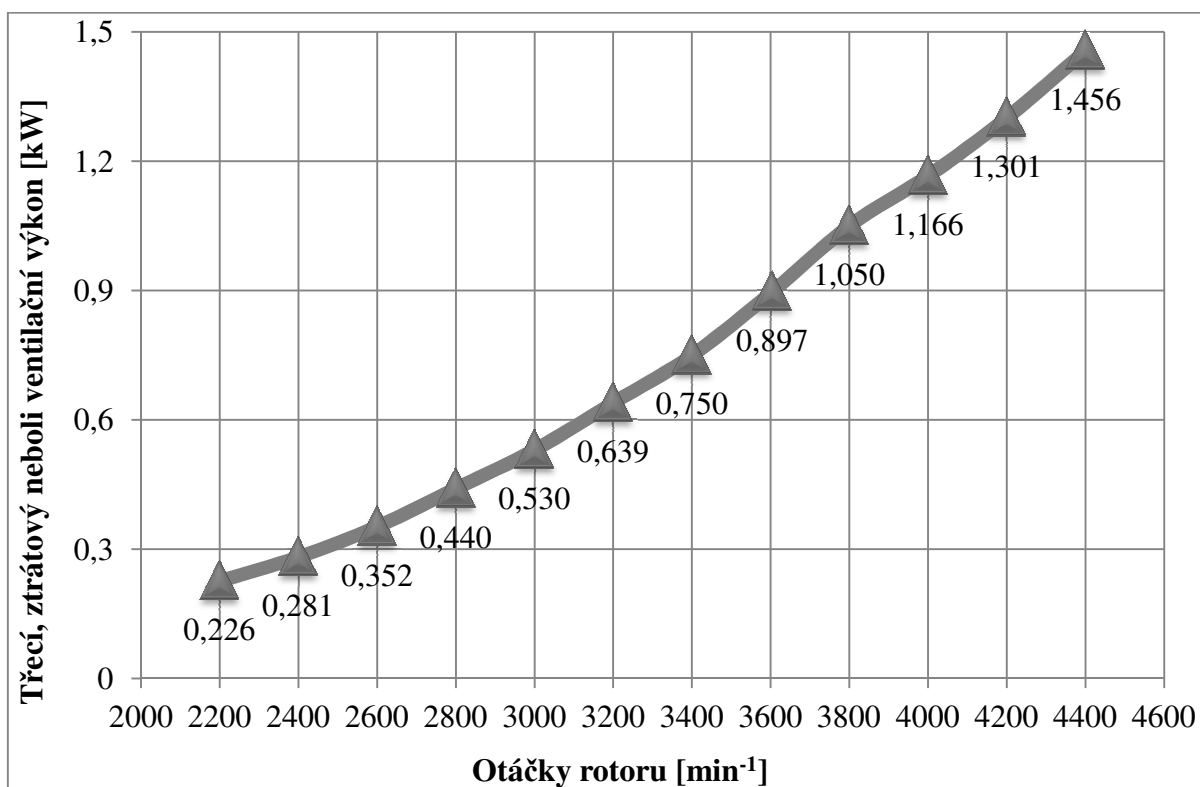
Obrázek 8-2 Diagram závislosti točivého momentu vyvozeného tlakovou silou na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]

8.3.2 Diagram závislosti hmotnostního průtoku RL na otáčkách rotoru



Obrázek 8-3 Diagram závislosti hmotnostního průtoku rozváděcí lopatkou na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]

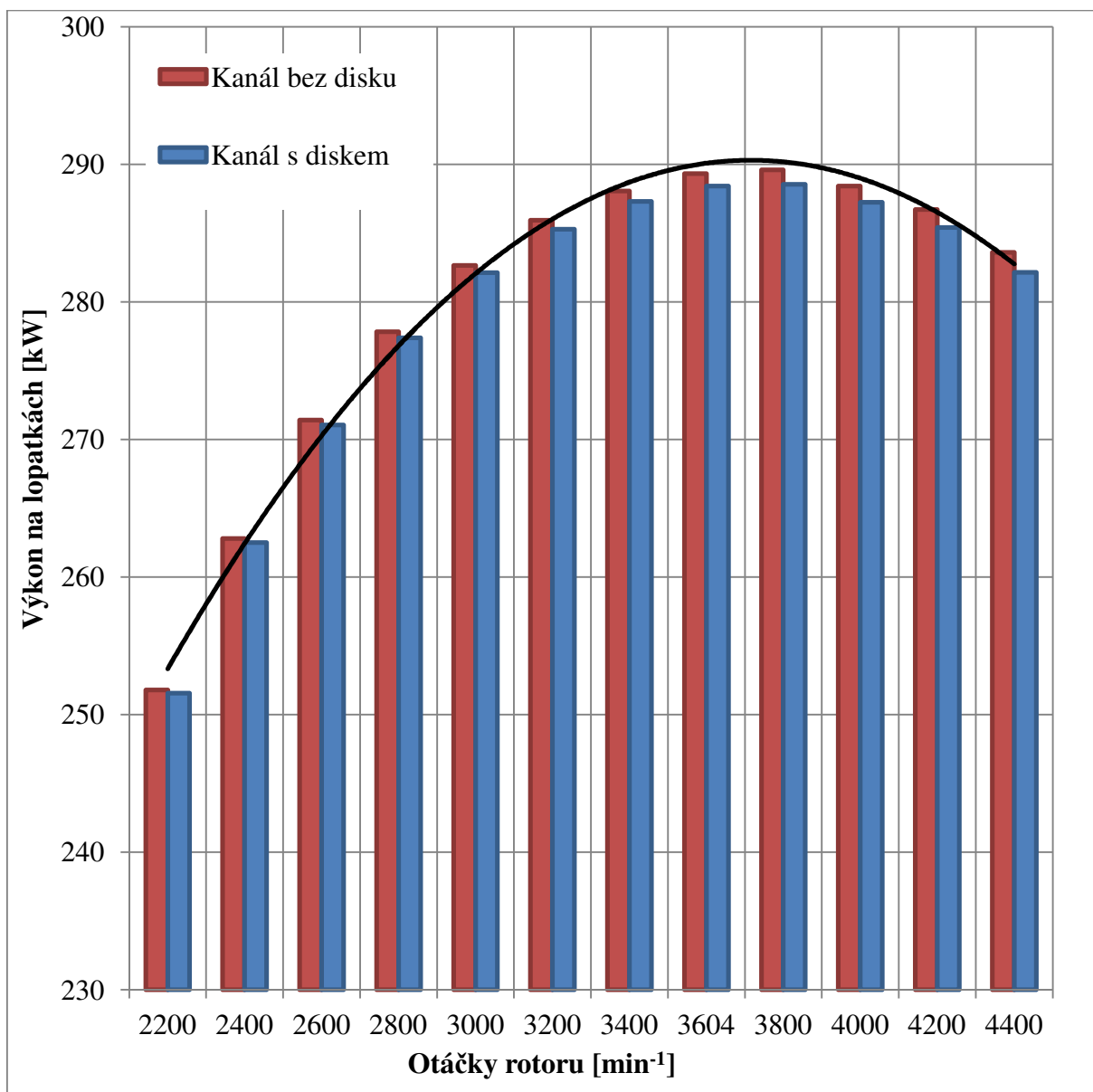
8.3.3 Diagram závislosti třecího výkonu na otáčkách rotoru



Obrázek 8-4 Diagram závislosti třecího výkonu na otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]

8.3.4 Diagram závislosti výkonu na lopatkách na otáčkách rotoru

Níže uvedený diagram ukazuje, že při zvyšování otáček roste také výkon na lopatkách, ale až do bodu zvratu, kterým je maximum výkonu na lopatkách N_{NL} [kW]. V tomto bodě je současně nejvyšší termodynamická účinnost turbíny a také návrhové otáčky $n = 3604$ [min⁻¹].



Obrázek 8-5 Diagram závislosti výkonu na lopatkách na otáčkách [Vlastní zpracování]

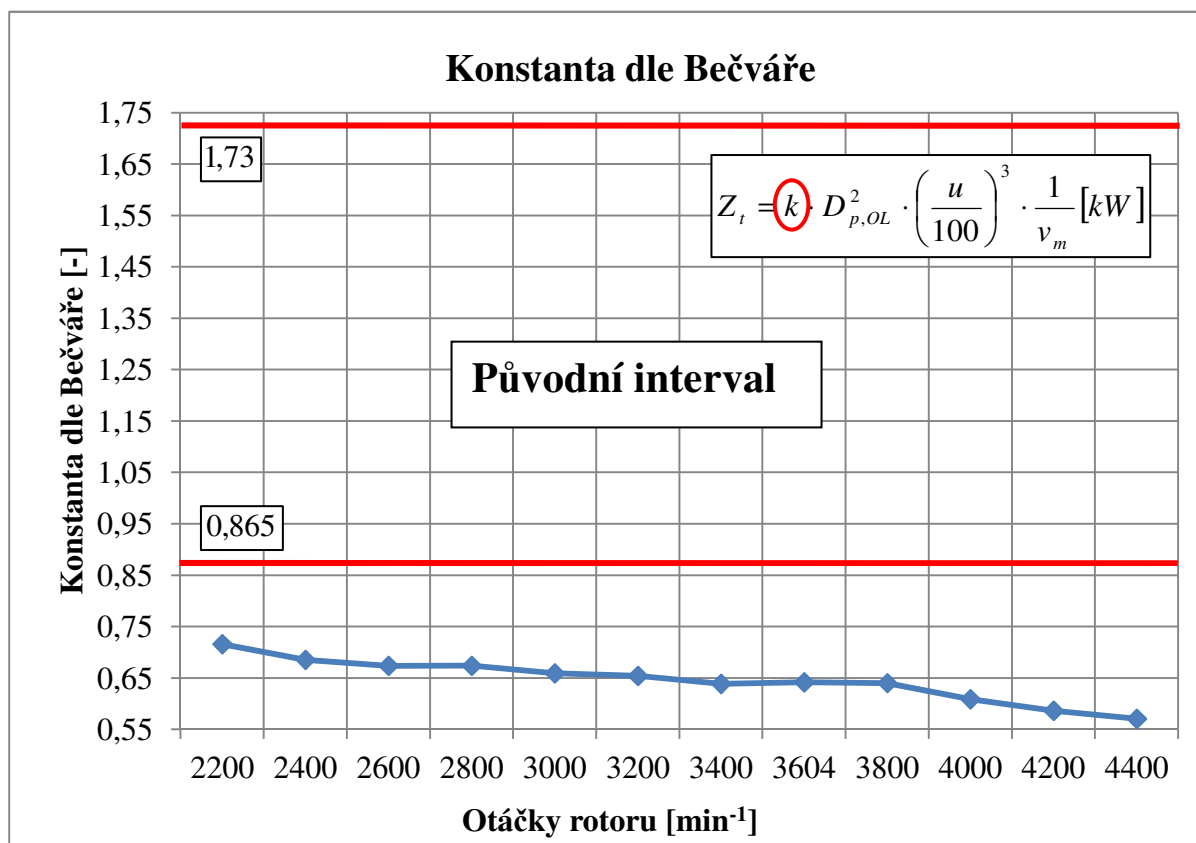
Pozn.: Pokud se porovná Obrázek (8 - 5) s Obrázkem (8 - 1). Tak je vidět, že vliv hrubé sítě zapříčinil, že návrhové otáčky vyšly na úrovni cca $n = 3800$ [min⁻¹]. To je důvod, proč nemohly být použity hodnoty z hrubého předběžného výpočtu. Současně bylo vyvráceno maximum výkonu na lopatkách z Přílohy H a potvrzeny naměřené hodnoty provedené na experimentální turbíně.

8.3.5 Hodnoty zpřesňovaných konstant pro různé otáčky rotoru

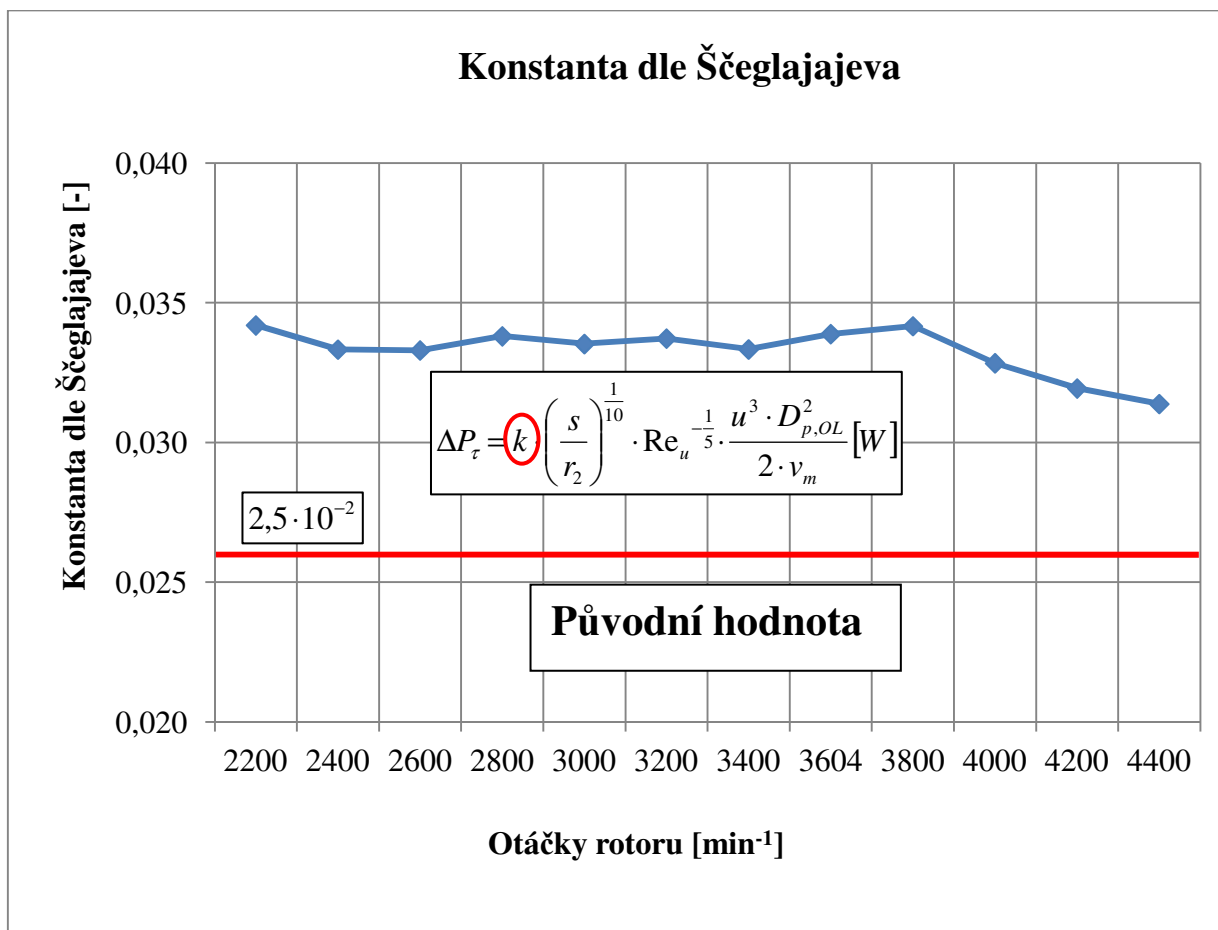
Posledním výpočtem diplomové práce je zjištění hodnot zpřesňovaných konstant dle výpočtu z kapitoly 7, avšak pro různé otáčky rotoru $n \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Tabulka (8 - 4) ukazuje číselné výsledky těchto výpočtů. Vzhledem k problémům vzniklým při numerickém výpočtu mezilopatkového kanálu s diskem rotoru bylo nutno brát hodnotu ztrátového točivého momentu z Přílohy H, místo aby byla přesně vypočtena. Každopádně je zde jasný trend poklesu hodnot konstant s nárůstem otáček rotoru.

$n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	Dle Bečváře	Dle Ščegljajeva	Dle Výzkumné zprávy	Dle Technické zprávy
2200	0,7160	0,0342	0,0806	1,0619
2400	0,6855	0,0333	0,0587	1,0357
2600	0,6737	0,0333	0,0574	1,0346
2800	0,6738	0,0338	0,0574	1,0504
3000	0,6590	0,0335	0,0562	1,0418
3200	0,6542	0,0337	0,0665	1,0478
3400	0,6387	0,0333	0,0545	1,0358
3604	0,6417	0,0339	0,0566	1,0527
3800	0,6401	0,0342	0,0546	1,0613
4000	0,6088	0,0328	0,0519	1,0202
4200	0,5863	0,0319	0,0500	0,9922
4400	0,5707	0,0314	0,0487	0,9750

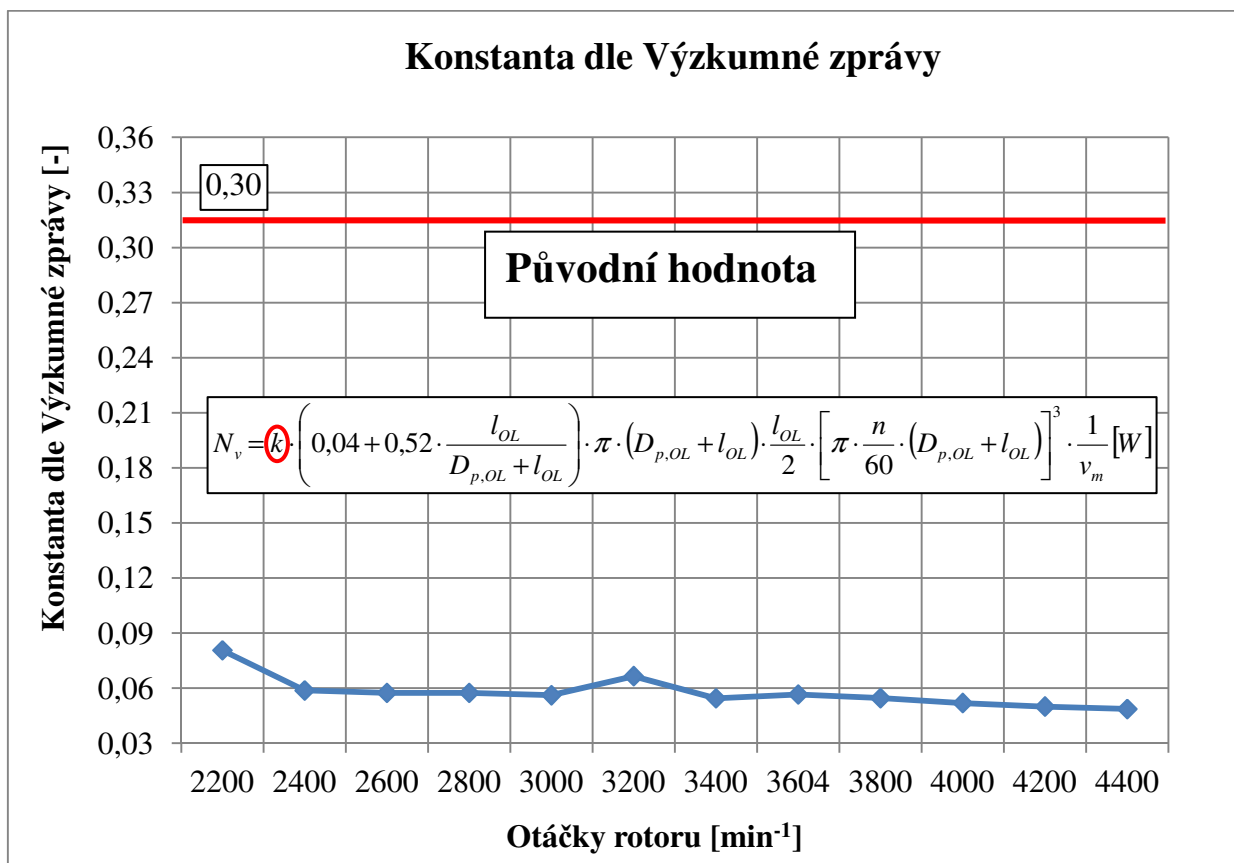
Tabulka 8-4 Zpřesňované konstanty při různých otáčkách rotoru [Vlastní zpracování]



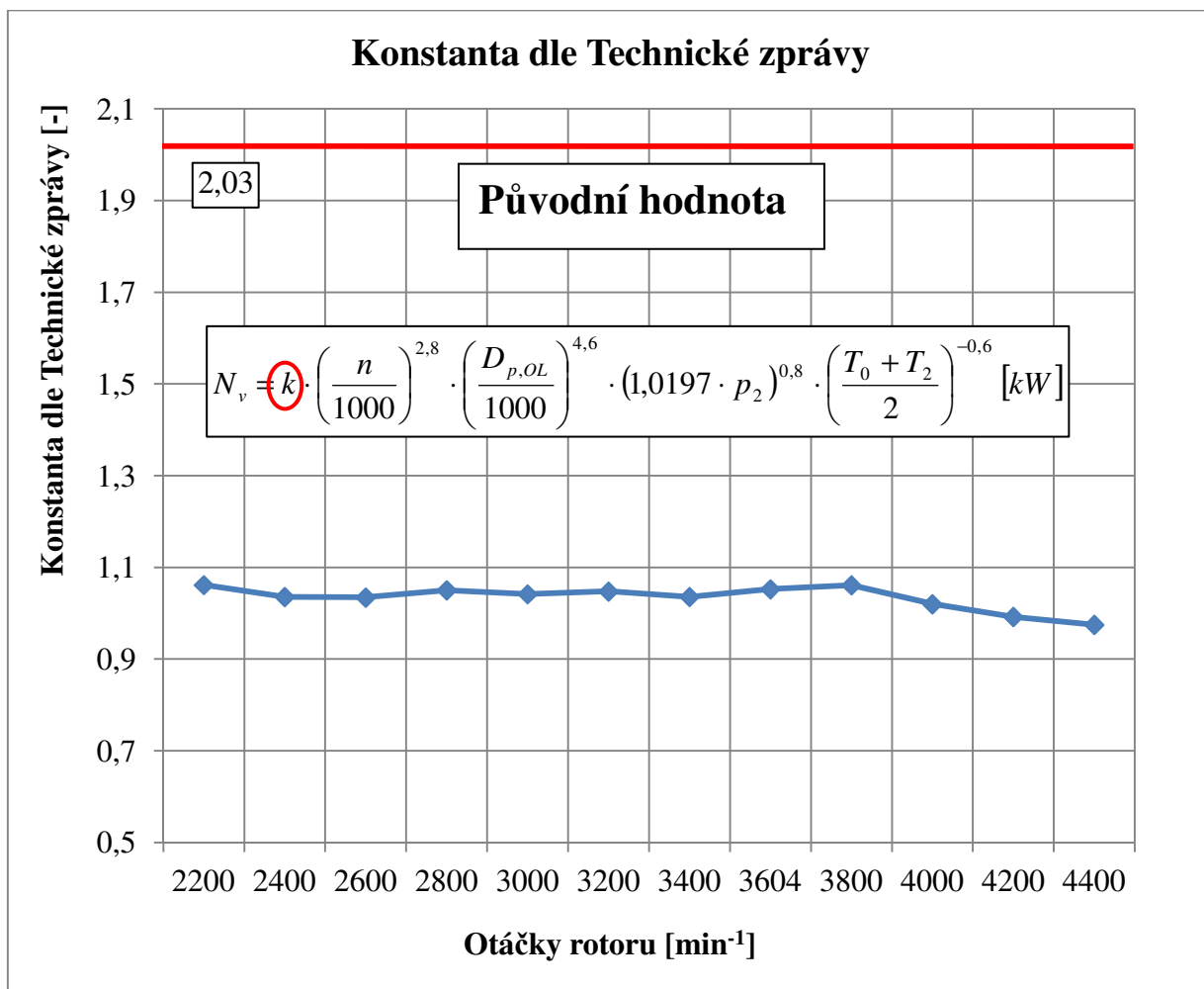
Obrázek 8-6 Konstanta dle Bečváře [Vlastní zpracování]



Obrázek 8-7 Konstanta dle Ščeglajajeva [Vlastní zpracování]



Obrázek 8-8 Konstanta dle Výzkumné zprávy [Vlastní zpracování]



Obrázek 8-9 Konstanta dle Technické zprávy [Vlastní zpracování]

9. Závěr

Diplomová práce se zabývala trojrozměrnou numerickou simulací proudění páry kompletním turbínovým stupněm experimentální parní turbíny T1MW umístěné v laboratoři Doosan Škoda Power v Plzni. Jedná se o turbínu, která má lopatkování vycházející z lopatek turbíny VT5 z elektrárny Ledvice. Lopatky tohoto stupně nejsou přetlakové ani rovnotlakové, ale jedná se o speciální druh lopatek s tzv. zvýšenou reakcí.

V teoretické části diplomové práce byly uvedeny informace o minulosti a přítomnosti společnosti Doosan Škoda Power. Dále byla sepsána teorie parních turbín a to s důrazem na pracovní proces a transformaci energie ve statorové a rotorové části. Tyto informace byly uvedeny pro rovnotlakové i přetlakové stupně turbín. V poslední kapitole teoretické části byl uveden náhled do složitého odvětví, jakým je turbulentní proudění tekutin. Bylo zjištěno, že tato problematika není ještě ani dnes spolehlivě objasněna, ale že existuje řada výpočetních modelů, které se ji snaží definovat. Jedním z těchto modelů se zabývá numerická simulace proudění turbínovým stupněm v praktické části této práce.

V praktické části bylo třeba provést dva 3D numerické výpočty a to výpočet mezilopatkového kanálu bez disku rotoru a mezilopatkového kanálu s diskem rotoru. Pro obě dvě simulace byl sepsán postup, který se vzájemně značně podobal. Skládal se z tvorby geometrie inverzních modelů nutných pro CFD. Geometrie byly vymodelovány v programu Autodesk Inventor. Dále byl uveden postup úpravy geometrie v ANSYS DesignModeler a posléze tvorba výpočetní sítě, která byla generována v univerzálním mesheru ANSYS Meshing. Jakmile byly hotovy výše uvedené kroky, bylo možné přejít k nastavení okrajových podmínek pro numerický výpočet v ANSYS Fluent 13.0.

Numerická simulace mezilopatkového kanálu bez disku proběhla úspěšně až do konvergence a tak bylo možné okamžitě analyzovat výsledky. Problém nastal u výpočtu mezilopatkového kanálu s diskem rotoru. Ani po opakovaných pokusech nebylo dosaženo zcela zkonvergovaného výpočtu. Proto bylo potřeba provést korekci výsledků s použitím hrubých výpočetních modelů a výsledků měření dodaných výzkumným oddělením Doosan Škoda Power. Teprve po tomto kroku bylo možné analyzovat výsledky simulace.

V další kapitole bylo provedeno porovnání výsledků numerických výpočtů s naměřenými experimentálními daty. Bylo zjištěno, že výsledky se mírně liší od naměřených údajů. To mohlo být způsobeno zjednodušením geometrie nutné pro numerickou simulaci, omezením použité výpočetní techniky na tvorbu sítě nebo samotným použitím matematického modelování, které nikdy nedosáhne naprosto shodných výsledků s měřením na reálném stroji. A nakonec třeba také proto, že hodnoty okrajových podmínek výpočtu byly měřeny na odlišných místech turbíny než plochy, na které byly okrajové podmínky definovány.

Předposlední kapitola diplomové práce se zabývala analýzou vztahů pro výpočet třetího, ztrátového nebo li ventilačního výkonu. Tyto vztahy jsou 20 až 30 let staré a konstanty v nich užívané jsou již neaktuální. Úkolem této kapitoly tedy bylo provést korekci konstant v těchto vzorcích pro užití v současných parních turbínách. Na základě výsledků numerických výpočtů byly známy veškeré potřebné parametry, proto jedinou neznámou zůstaly zpřesňované konstanty. Výpočtem bylo potvrzeno, že se změnilы hodnoty konstant, kvůli vývoji na poli konstrukce lopatek parních turbín.

Poslední kapitola diplomové práce byla vypracována nad rámec zadání. Jednalo se o výzkum toho, co se stane s hodnotami upřesňovaných konstant při změně otáček rotoru turbíny. Bylo provedeno 12 numerických výpočtů mezilopatkového kanálu bez disku při různých otáčkách. Tímto experimentem se určily hodnoty konstant, ale především trend, se kterým se konstanty budou měnit. Ověřily se také výsledky měření, které bylo již dříve provedeno v laboratoři Doosan Škoda Power. Byly potvrzeny trendy důležitých veličin a také byla také nalezena maxima výkonu na lopatkách a účinnosti turbíny.

Lze tedy konstatovat, že i přes nepříznivý vývoj výpočtu mezilopatkového kanálu s diskem byl výpočet dokončen a to s použitím ztrátového točivého momentu z měření. Přesnost závislých výsledků je tímto krokem sice ovlivněna, ale vzhledem k nízké rozdílnosti nezávislých vypočtených hodnot s hodnotami naměřenými lze říci, že rozdílnost výsledků bude minimální.

Poděkování

Především děkuji svému konzultantovi a současně oponentovi Ing. Michalu Hoznedlovi Ph.D., ze společnosti Doosan Škoda Power, za veškeré rady a především obrovskou trpělivost, kterou se mnou měl. Dále děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za podporu, při zpracování mé diplomové práce. A nakonec bych chtěl poděkovat také své rodině, přítelkyni a kamarádům za podporu v průběhu studia.

V Ostravě 19. 5. 2014



.....

podpis studenta

10. Seznam použité literatury

- [1] DOOSAN ŠKODA POWER - *Historie* [online]. Doosan Škoda Power Co., Ltd, © 2011 [cit. 2014-24-10]. Dostupné z: < <http://www.doosan.com/skodapower/cz/main.do> >
- [2] WIKIPEDIA. *Škoda (Podnik)* [online]. stránka byla naposledy editována 15. 9. 2013, 16:54 [cit. 2013-24-10]. Dostupné z: < [http://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_\(podnik\)](http://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_(podnik)) >
- [3] VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ -TUO – *Základy energetiky ZZO* [online]. © 2013 [cit. 2013-24-10]. Dostupné z: < http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/zaklady_energetiky/Zaklady_energetiky_ZZO.pdf >
- [4] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968. 544 s.
- [5] BLAHOVEC, A. a GRUBER, J. *Dějiny techniky*. 1. vyd. Slaný: Melandrium, 1996. 93 s. ISBN 80-901801-4-0
- [6] PROJECT GUTENBERG – *The International Scientific Series*. [online]. stránka byla naposledy editována 19. 12. 2013, 7:20 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < <http://www.gutenberg.org/files/35916/35916-h/35916-h.htm#Fig3> >
- [7] WIKIPEDIA. *Gustaf de Laval* [online]. this page was last modified 10. 12. 2013, 12:32 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < http://en.wikipedia.org/wiki/Gustaf_de_Laval >
- [8] HOE WERKT EEN STOOMTURBINE. *De deLaval turbine* [online]. [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < <http://www.stoomturbine.nl/2.html> >
- [9] WIKIPEDIA. *Charles Algernon Parsons* [online]. this page was last modified 15. 12. 2013, 11:30 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < http://en.wikipedia.org/wiki/Charles_Algernon_Parsons >
- [10] CLIP ART ETC. *Cross Section View of Rateau Turbine Electric Generator by Western Electric Company* [online]. © 2004 - 2013 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < http://etc.usf.edu/clipart/77800/77858/77858_rateau_gen.htm >
- [11] WIKIPEDIE. *Aurel Stodola* [online]. čas poslednej úpravy tejto stránky je 18. 12. 2013, 18:16 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < http://sk.wikipedia.org/wiki/Aurel_Stodola >
- [12] VĚDA A TECHNIKA. *Aurel Stodola - otec konštruovania parných turbín* [online]. Centrum vědecko - technických informací SR, © 2008 - 2013 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < <https://www.vedatechnika.sk/SK/...OtecKonstruovania.aspx> >

- [13] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6
- [14] IBLER, Zbyněk. *Technický průvodce energetika*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2002. 615 s. ISBN 80-730-0026-1
- [15] ČSN 08 0000. *Názvosloví parních turbín*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1971.
- [16] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. 1. vyd. Překlad Vileta Jan. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983, 367 s.
- [17] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace: Určeno pro stud. fak. strojní*. 3. vyd. Praha: ČVUT, 1987. 281 s.
- [18] WIKIPEDIA. *Newtonovy pohybové zákony* [online]. stránka byla naposledy editována 20. 12. 2013, 21:49 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Newtonovy_pohybové_zákony >
- [19] WIKIPEDIA. *Kosinová věta* [online]. stránka byla naposledy editována 10. 11. 2013, 7:30 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Kosinov%C3%A1_v%C4%9Bta >
- [20] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 3. vyd. Brno: VUT, 1990, 241 s. ISBN 80-214-0236-9
- [21] TRANSFORMAČNÍ TECHNOLOGIE. *Návrh stupně lopatkového stroje s přihlédnutím k prostorovému charakteru proudění* [online]. Jiří Škorpík, © 2004 - 2012 [cit. 2013-21-12]. Dostupné z: < <http://www.transformacni-technologie.cz/navrh-stupne.html> >
- [22] KLÍMA, Petr. *Parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 42 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [23] JŮZA, Zdeněk. *Numerická simulace v turbínovém stupni s nadbandážovou ucpávkou*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2008. 115 s. Vedoucí disertační práce Prof. Ing. Miroslav Šťastný, DrSc.
- [24] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská Technická univerzita Ostrava, 2008. 153 s.
- [25] MCCABISM. *Hairpin vortices and other turbulent phenomena* [online]. Gordon McCabe, [cit. 2014-28-3]. Dostupné z: < http://mccabism.blogspot.cz/2011/06/hairpin-vortices-and-other-turbulent_18.html >

- [26] BOJKO, Marian. *3D Proudění - ANSYS Fluent*. Ostrava: Vysoká škola báňská Technická univerzita Ostrava, 2012. 314 s.
- [27] ZÁPADOČESKÉ SUPERPOČÍTAČOVÉ CENTRUM. *Fluent* [online]. © 2004 [cit. 2014-3-4]. Dostupné z: < <http://zsc.zcu.cz/sw/fluent.html> >
- [28] WIKIPEDIE. *Univerzálna plynová konštanta* [online]. čas poslednej úpravy tejto stránky je 9.4 2013, 20:12 [cit. 2014-12-4]. Dostupné z: < http://sk.wikipedia.org/wiki/Univerz%C3%BDna_plynov%C3%A1_kon%C5%A1tanta >
- [29] APLUSPHYSICS. *Rotationals kinematics* [online]. Silly Beagle Productions, © 2014 [cit. 2014-3-4]. Dostupné z: < http://www.aplusphysics.com/courses/honors/rotation/honors_rot_kinematics.html >
- [30] CF ONLINE SLOVAKIA. *Kritérium CFL* [online]. [cit. 2014-12-4]. Dostupné z: < <http://www2.cfd.sk/cfd-book/node155.html> >
- [31] WIKIPEDIA. *Krouticí moment* [online]. stránka byla naposledy editována 13. 1. 2014, 17:22 [cit. 2014-18-4]. Dostupné z: < http://cs.wikipedia.org/wiki/Kroutici_moment >
- [32] TAJČ, L., BEDNÁŘ, L. a HOZNEDL, M. *Výzkumná zpráva: Účinnost turbínových stupňů*. 3. vyd. Plzeň: DOOSAN ŠKODA POWER, 2010. 85 s.
- [33] *Technická zpráva: Určení třecích ztrát Oběžného kola*. Plzeň: DOOSAN ŠKODA POWER.

11. Seznam příloh

Příloha A – Tabulky základních hodnot [Doosan Škoda Power]

Příloha B – Parametry výpočetní techniky [Vlastní zpracování]

Příloha C – Parametry hrubých modelů [Vlastní zpracování]

Příloha D – Fotografická dokumentace z Doosan Škoda Power [Vlastní zpracování]

Příloha E – Rozbor kvality výpočetní sítě tzv. "jemných modelů" [Vlastní zpracování]

Příloha F – Chyby vzniklé užitím Mixing Plane, Mesh Interface a polohy Oběhové lopatky a Výstupního kanálu [Vlastní zpracování]

Příloha G – Další výsledné grafické hodnoty mezilopatkového kanálu bez disku [Vlastní zpracování]

Příloha H – Vypočtené hodnoty točivých momentů s použitím naměřených veličin a původních vzorců pro výpočet ztrátového výkonu [Doosan Škoda Power]